

# **Estudo da Recuperação de Calor Residual e sua Aplicação à Indústria Cerâmica**

*André Alexandre Amorim Coimbra Vale*

**Dissertação de Mestrado**

Orientador na empresa: Doutor João Ribau

Orientador na FEUP: Professor Armando Oliveira



**Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto**

**Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica**

Julho 2018



*Aos meus pais,  
Aos meus irmãos*



## Resumo

Com o objetivo de reduzir a dependência energética nacional, Portugal tem vindo a adotar medidas que promovam a redução dos consumos de energia. No setor industrial – o segundo maior consumidor nacional – está em vigor o Sistema de Gestão dos Consumos Intensivos de Energia (SGCIE), cujo objetivo é a diminuição dos consumos energéticos das indústrias com consumos anuais superiores a 500 toneladas equivalentes de petróleo (tep).

Nesta dissertação, cujo caso de estudo é uma unidade industrial do setor da cerâmica, utilizou-se a metodologia do ponto de estrangulamento para o cálculo do potencial de recuperação de calor dos gases de exaustão do forno presente na unidade, que opera com base em queimadores de gás natural. Com o valor de potência térmica recuperada, passou-se à esquematização da rede de ‘permutadores de calor’ necessária ao pré-aquecimento dos fluxos de ar que alimentam os equipamentos (secador e forno).

Um dos objetivos foi também a avaliação das tecnologias de recuperação de calor que apresentavam viabilidade para ser implementadas na instalação, algo que foi possível através de um levantamento das soluções mais correntes. Concluiu-se que os permutadores de calor e os tubos de calor (*heat pipes*) são as únicas tecnologias com possibilidade para fazer a recuperação de calor dos gases, já que as restantes apresentavam problemas de compatibilidade com as condições de operação, incapacidade de instalação na fábrica ou ainda um objetivo diferente do reaproveitamento do calor (produção de eletricidade).

Dentro destas duas tecnologias, analisaram-se alguns indicadores de desempenho, usando valores de parâmetros como a área de transferência de calor necessária, a potência térmica disponível por equipamento de permuta de calor e ainda a economia associada a cada fluxo de ar frio. Deste estudo, aferiu-se que os tubos de calor, possibilitando altos coeficientes de transferência de calor (global), têm índices de desempenho superiores aos permutadores de calor convencionais (10 a 100 vezes mais, consoante o modo de funcionamento da instalação).

Relativamente às poupanças económicas, o pré-aquecimento dos fluxos de ar frio permite economizar 857.000 €/ano o que, em termos energéticos, corresponde a 10.169 MWh/ano de calor útil. Assumindo um rendimento térmico para o queimador de 45%, a poupança de gás natural (em volume) é de 2.374.823 m<sup>3</sup>/ano, o que equivale a cerca de 5769 toneladas de emissões de dióxido de carbono equivalente evitadas, por ano. Com estas poupanças, estimou-se que 26% das necessidades de energia térmica sejam satisfeitas via recuperação de calor dos gases de exaustão.



## Abstract

To reduce the national energy dependence, Portugal has been adopting measures that promote the reduction of energy consumption. In the industrial sector – the second largest national consumer – the Energy Intensive Consumption Management System (EICMS) is under application, with the objective of reducing the energy consumption of installations with an annual consumption above 500 tons of oil equivalent (toe).

In this dissertation, considering as a case study an industrial unit from the ceramic sector, the pinch analysis was used to calculate the heat recovery potential of the furnace exhaust gases, which operates based on natural gas burners. Using the value of the recovered heat rate, the network of 'heat exchangers' required to preheat the airflows that feed the equipment (dryer and furnace) was designed.

One of the objectives was also the evaluation of the heat recovery technologies that are feasible to be implemented in the installation, something that was possible through a survey of the most current solutions. It was concluded that heat exchangers and heat pipes were the only technologies with the possibility of recovering heat from the gases, since the others had problems of compatibility with the operating conditions, incapacity for installation in the factory, or do not aim to reuse heat, but to produce electricity.

For these two technologies, a few performance indicators were analyzed with parameter values such as the required heat transfer area, the available heat per heat exchange equipment and the savings associated with each flow of cold air. From this study, it was verified that heat pipes, allowing high (global) heat transfer coefficients, have performance index higher than conventional heat exchangers (10 to 100 times higher, depending on the plant functioning mode).

Regarding cost savings, the preheating of cold air flows saves 857,000 €/year, which in energy terms corresponds to 10,169 MWh/year of useful heat. Assuming a thermal efficiency of 45% for the gas burner, the saving of natural gas (by volume) is 2,374,823 m<sup>3</sup>/year and about 5769 tons of equivalent carbon dioxide emissions avoided per year. With these savings, it was estimated that 26% of the thermal energy needs would be met by recovering heat from the flue gases.





## Agradecimentos

Gostaria aqui de agradecer a todos os colaboradores do ISQ pela oportunidade para a realização deste trabalho, em especial ao Engº. João Ribau, pela orientação, disponibilidade e interesse mostrados durante a realização desta dissertação. Uma palavra de apreço, também, à Engª. Muriel Iten pela boa disposição e ajuda.

Na FEUP, deixar o meu agradecimento ao Professor Armando Oliveira pela orientação e conhecimentos e, também, ao Professor Carlos Pinho pela ajuda relativa às questões da combustão.

À minha família, pelo apoio e oportunidade, sem os quais não seria possível a realização deste trabalho. Ao Luís Vale, irmão e engenheiro, um obrigado especial por seu meu mentor desde que ingressei na FEUP.

Finalmente, queria também agradecer aos meus amigos que estiveram sempre presentes com uma palavra de apoio e incentivo.



## Índice de conteúdos

1	Introdução .....	1
1.1	Apresentação da empresa .....	1
1.2	O projeto EcoTermIP .....	1
1.3	Enquadramento .....	2
1.4	Plano Nacional de Ação para a Eficiência Energética .....	4
1.5	Objetivos .....	5
1.6	Estrutura .....	5
2	Recuperação de calor residual .....	7
2.1	Definição de calor residual .....	7
2.2	Potencial de recuperação .....	10
2.3	Tecnologias de recuperação .....	11
2.3.1	Permutador de calor .....	11
2.3.2	Tubo de calor .....	12
2.3.3	Economizador .....	13
2.3.4	Bomba de calor .....	14
2.3.5	Ciclos de vapor .....	15
2.3.6	Materiais termoelétricos e piezoelétricos .....	16
2.3.7	Roda térmica .....	16
2.3.8	Queimador auto-recuperativo .....	17
2.3.9	Queimador regenerativo .....	17
3	Caso de estudo .....	23
3.1	Indústria Cerâmica em Portugal .....	23
3.2	Unidade industrial .....	25
3.2.1	Caracterização .....	25
3.2.2	Processo produtivo .....	25
3.2.3	Consumos energéticos .....	30
4	Integração energética .....	33
4.1	Análise dos fluxos .....	33
4.2	Construção das curvas compostas .....	39
4.3	Cascata de calor .....	44
5	Implementação de soluções .....	49
5.1	Rede de permutadores de calor .....	49
5.1.1	Modo 1 .....	50
5.1.2	Modo 2 .....	52
5.2	Potencial de poupança .....	55
5.3	Indicadores de desempenho .....	58
5.3.1	Modo 1 .....	61
5.3.2	Modo 2 .....	63
6	Conclusões .....	69
6.1	Conclusões gerais .....	69
6.2	Perspetivas de trabalho futuro .....	70
	Referências .....	71
	Anexo A: Determinação dos caudais mássicos de gases de exaustão em regime permanente .....	75
	Anexo B: Cálculo do rendimento térmico dos queimadores de gás natural .....	77



## Índice de figuras

<b>Figura 1.1</b> - Comparação dos consumos de energia primária em 2006 e 2015 por fonte, em Portugal [3].	2
<b>Figura 1.2</b> - Evolução do consumo total de energia final por setor de atividade, em Portugal [4].	3
<b>Figura 1.3</b> - Desagregação dos consumos de energia final por fonte energética na indústria (à esquerda) e na indústria cerâmica (à direita), em 2016 [3].	3
<b>Figura 1.4</b> - Comparação entre os consumos reais de energia primária e as respetivas previsões, assim como a meta prevista de 22,5 Mtep [4].	4
<b>Figura 2.1</b> - Perdas térmicas num processo de combustão industrial genérico (adaptado de [6]).	7
<b>Figura 2.2</b> - Componentes de um sistema de recuperação de calor (adaptado de [7]).	8
<b>Figura 2.3</b> - Contribuições percentuais, por área, das poupanças energéticas na indústria portuguesa e desagregação por medidas de eficiência na produção de frio/calor (em tep) [8].	10
<b>Figura 2.4</b> - Exemplo de um permutador de calor de contacto direto (adaptado de [9]).	11
<b>Figura 2.5</b> - Exemplo de um permutador de calor de contacto indireto (carcaça e tubos) [11].	12
<b>Figura 2.6</b> - Princípio de funcionamento de um tubo de calor (adaptado de [12]).	13
<b>Figura 2.7</b> - Representação esquemática de uma caldeira de condensação (adaptado de [13]).	13
<b>Figura 2.8</b> - Esquema representativo de uma bomba de calor de compressão mecânica (adaptado de [10]).	14
<b>Figura 2.9</b> - Componentes do ciclo de Rankine (adaptado de [12]).	15
<b>Figura 2.10</b> - Constituição de um módulo termoeletrico (adaptado de [18]).	16
<b>Figura 2.11</b> - Exemplo de uma roda térmica [7].	16
<b>Figura 2.12</b> - Exemplo de um regenerador cerâmico [20].	18
<b>Figura 3.1</b> - Esquema relativo à organização da indústria cerâmica por subsectores.	23
<b>Figura 3.2</b> - Repartição das empresas do setor por estado de atividade e desagregação por subsector [34].	23
<b>Figura 3.3</b> - Constrangimentos à atividade das empresas da indústria cerâmica (2012) [35].	24
<b>Figura 3.4</b> - Exemplo de alguns modelos de telha produzidos na unidade industrial.	25
<b>Figura 3.5</b> - Processo produtivo no fabrico de telhas e acessórios [36].	26
<b>Figura 3.6</b> - Secador do tipo túnel semi-contínuo presente na Fábrica IV [37].	26
<b>Figura 3.7</b> - Forno do tipo túnel contínuo presente na Fábrica IV [37].	27
<b>Figura 3.8</b> - Esquema do circuito térmico dos equipamentos da Fábrica IV.	29
<b>Figura 3.9</b> - Consumos mensais de gás natural do forno, secador e total da Fábrica IV (2014).	32
<b>Figura 3.10</b> - Custos mensais de gás natural do forno, secador e total da Fábrica IV (2014).	32
<b>Figura 4.1</b> - Fator de compressibilidade em função da pressão e temperatura reduzidas para vários gases (adaptado de [39]).	35
<b>Figura 4.2</b> - Distinção entre curvas singulares e curva compostas dos fluxos de ar frio (modo 1).	41
<b>Figura 4.3</b> - Distinção entre curvas singulares e curva compostas dos fluxos de ar frio (modo 2).	41
<b>Figura 4.4</b> - Curvas compostas dos fluxos frio e quente (modo 1).	42
<b>Figura 4.5</b> - Curvas compostas dos fluxos frio e quente (modo 2).	42

<b>Figura 4.6</b> - Curvas compostas dos fluxos frio e quente (modo 1) na gama de potência térmica [0; 1000kW].....	43
<b>Figura 4.7</b> - Curvas compostas dos fluxos frio e quente (modo 2) na gama de potência térmica [0; 1500kW].....	44
<b>Figura 4.8</b> - Cascata de calor referente ao modo 1.....	47
<b>Figura 4.9</b> - Cascata de calor referente ao modo 2.....	47
<b>Figura 5.1</b> - Rede de ‘permutadores de calor’ para o modo de funcionamento 1. ....	52
<b>Figura 5.2</b> - Rede de ‘permutadores de calor’ para o modo de funcionamento 2. ....	54
<b>Figura 5.3</b> - Comparação entre consumos e poupanças anuais de energia térmica, por fluxo de ar frio. .....	57
<b>Figura 5.4</b> - Representação esquemática de um permutador de calor em contracorrente (adaptado de [9]).....	60
<b>Figura 5.5</b> - Variação da área de permutador de calor necessária em função do coeficiente de transferência de calor (modo 1).....	61
<b>Figura 5.6</b> - Variação da área de tubos de calor necessária em função do coeficiente de transferência de calor (modo 1).....	62
<b>Figura 5.7</b> - Variação do aproveitamento energético em função dos respetivos coeficientes de transferência de calor (modo 1).....	62
<b>Figura 5.8</b> - Variação do aproveitamento económico em função dos respetivos coeficientes de transferência de calor (modo 1).....	63
<b>Figura 5.9</b> - Variação da área de permutador de calor necessária em função do coeficiente de transferência de calor (modo 2).....	64
<b>Figura 5.10</b> - Variação da área de tubos de calor necessária em função do coeficiente de transferência de calor (modo 2). ....	64
<b>Figura 5.11</b> - Variação do aproveitamento energético em função dos respetivos coeficientes de transferência de calor (modo 2).....	65
<b>Figura 5.12</b> - Variação do aproveitamento económico em função dos respetivos coeficientes de transferência de calor (modo 2).....	65
<b>Figura B.1</b> – Percentagem de calor disponível em função do excesso de ar de combustão e da temperatura de saída dos gases de exaustão (adaptado de [43]). ....	78

## Índice de tabelas

<b>Tabela 2.1</b> - Tecnologias utilizadas na recuperação de calor, por gama de temperaturas (adaptado de [7]).....	9
<b>Tabela 2.2</b> - Medidas de eficiência energética e respetivas poupanças energéticas na indústria cerâmica (adaptado de [8]) .....	11
<b>Tabela 2.3</b> - Características de operação mais frequentes das tecnologias descritas, a nível industrial [5, 12, 14, 16, 21-30] .....	19
<b>Tabela 2.4</b> - Vantagens e desvantagens dos equipamentos para a recuperação de calor [7, 17, 31, 32] .....	21
<b>Tabela 3.1</b> - Tipos de produtos manufaturados por subsector da indústria cerâmica e respetiva classificação NACE [33] .....	24
<b>Tabela 3.2</b> - Cadências possíveis de operação do forno túnel .....	27
<b>Tabela 3.3</b> - Caudal mássico e temperatura de vários pontos da instalação .....	30
<b>Tabela 3.4</b> - Consumos mensais de gás natural e energia do <b>secador</b> e respetivas emissões e custos (2014) .....	31
<b>Tabela 3.5</b> - Consumos mensais de gás natural e energia do <b>forno</b> e respetivas emissões e custos (2014) .....	31
<b>Tabela 4.1</b> - Concentração de poluentes (às condições normais) nos gases de exaustão .....	33
<b>Tabela 4.2</b> - Valores das constantes associadas à expressão (4.1) para cada ácido [11] .....	34
<b>Tabela 4.3</b> – Valores numéricos das variáveis necessárias à determinação do fator de compressibilidade [39] .....	35
<b>Tabela 4.4</b> - Cálculo das temperaturas de orvalho dos diferentes ácidos formados para as condições de operação .....	37
<b>Tabela 4.5</b> - Cenários de recuperação de calor em função da temperatura objetivo dos gases de exaustão do forno e do modo de funcionamento.....	38
<b>Tabela 4.6</b> - Parâmetros dos fluxos envolvidos no circuito térmico necessários para a análise do PE .....	39
<b>Tabela 4.7</b> - Processo de cálculo da curva composta dos fluxos frios, para cada modo de funcionamento .....	40
<b>Tabela 4.8</b> - Valores comuns de diferencial de temperaturas ( $\Delta T_{\min}$ ) em várias indústrias [5].....	43
<b>Tabela 4.9</b> - Temperaturas reais e corrigidas para os fluxos envolvidos no processo .....	45
<b>Tabela 4.10</b> - Potência térmica disponível em cada intervalo de temperaturas, para cada modo de funcionamento.....	46
<b>Tabela 4.11</b> - Valores numéricos das variáveis de interesse da análise do ponto de estrangulamento .....	48
<b>Tabela 5.1</b> - Necessidades de aquecimento final dos fluxos de ar frio, após o pré-aquecimento.....	50
<b>Tabela 5.2</b> – Potências térmicas envolvidas nos permutadores de calor (modo 1) .....	51
<b>Tabela 5.3</b> - Cálculo das temperaturas de saída dos permutadores da corrente quente (modo 2) .....	53
<b>Tabela 5.4</b> - Eficiências dos ‘permutadores de calor’, para cada modo de funcionamento .....	55
<b>Tabela 5.5</b> - Consumos e potencial de poupanças anuais, por fluxo de ar frio .....	56
<b>Tabela 5.6</b> - Valores numéricos do potencial de poupança nas várias unidades de medida.....	58
<b>Tabela 5.7</b> - Viabilidade da implementação das tecnologias de recuperação neste caso de estudo .....	59
<b>Tabela 5.8</b> – Diferenças de temperatura logarítmicas por permutador, para cada modo de funcionamento .....	60

<b>Tabela 5.9</b> - Valores mínimos e máximos dos vários indicadores de desempenho por solução adotada (modo 1) .....	66
<b>Tabela 5.10</b> - Valores mínimos e máximos dos vários indicadores de desempenho por solução adotada (modo 2) .....	67
<b>Tabela B.1</b> – Composição na base molar média do gás natural fornecido em Portugal e massas molares respetivas a cada composto [41].....	77
<b>Tabela B.2</b> - Iterações até ao cálculo do valor de rendimento térmico do queimador .....	79



## Siglas

AVAC	Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado
CEP	Consumo de energia primária
CRO	Ciclo de Rankine Orgânico
CSP	<i>Concentrated Solar Power</i>
DGEG	Direção Geral de Energia e Geologia
FI <sup>2</sup> EPI	Ferramenta Informática para Integração Energética de Processos Industriais
GN	Gás Natural
INEGI	Instituto de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial
ISQ	Instituto de Soldadura e Qualidade
NACE	Notação da Classe de Atividade Económica
PCI	Poder Calorífico Inferior
PCM	<i>Phase Change Material</i>
PCS	Poder Calorífico Superior
PE	Ponto de estrangulamento
PIB	Produto Interno Bruto
PNAEE	Plano Nacional de Ação para a Eficiência Energética
PREn	Plano de Racionalização dos Consumos de Energia
PZT	Titanato zirconato de chumbo
RMV	Recompressão mecânica de vapor
RTV	Recompressão térmica de vapor
S.A.	Sociedade Anónima
SGCIE	Sistema de Gestão dos Consumos Intensivos de Energia
UE	União Europeia
UTA	Unidade de Tratamento de Ar
VBP	Vapor a baixa pressão



## Símbolos

Símbolo	Descrição	Unidade
$a$	Número de átomos de carbono de um hidrocarboneto	-
$A$	Área de transferência de calor	$m^2$
$AC$	Razão ar/combustível mássica real dos queimadores	$Kg_{ar}/kg_{comb}$
$(AC)_{est}$	Razão ar/combustível mássica estequiométrica dos queimadores	$Kg_{ar}/kg_{comb}$
$b$	Número de átomos de hidrogénio de um hidrocarboneto	-
$\bar{c}_p$	Calor específico a pressão constante médio (em base mássica)	$kJ/(kg \cdot ^\circ C)$
$C$	Capacidade calorífica	$kW/^\circ C$
$C_N$	Concentração de um poluente às condições normais	$mg/Nm^3$
$C_{ppmv}$	Concentração em partes por milhão (em volume)	$ppmv$
$C_R$	Concentração de um poluente às condições reais	$mg/m^3$
$e$	Excesso de ar nos queimadores	%
$E$	Energia	$MWh/ano$
$E_{poupan\tilde{c}a}$	Poupança de energia total (associada a combustível)	$MWh/ano$
$g$	Aceleração da gravidade	$m/s^2$
$h$	Entalpia	$kJ/kg$
$m$	Massa	$mg$
$\dot{m}$	Caudal mássico	$kg/s$
$M$	Massa molar	$g/mol$
$n$	Número de moles	$mol$
$P_{composto}$	Pressão parcial	$mmHg$
$P_{crítica}$	Pressão crítica	$Pa$
$P_{H_2O}$	Pressão parcial do vapor de água	$mmHg$
$P_N$	Pressão às condições normais	$Pa$
$P_{parcial}$	Pressão parcial	$Pa$
$P_R$	Pressão reduzida	-
$P_{total}$	Pressão da mistura de gases	$Pa$
$PCI$	Poder calorífico inferior	$MJ/kg$
$PCS$	Poder calorífico superior	$MJ/kg$
$\dot{Q}$	Potência térmica	$kW$
$\dot{Q}_{acum}$	Potência térmica acumulada entre intervalos de temperatura	$kW$
$\dot{Q}_{final}$	Potência térmica de aquecimento final para os fluxos de ar frio	$kW$
$\dot{Q}_{F_{min}}$	Potência térmica mínima de arrefecimento exterior	$kW$
$\dot{Q}_{intervalo}$	Potência térmica disponível em cada intervalo de temperaturas	$kW$
$\dot{Q}_k$	Potência térmica disponível em cada intervalo de temperatura $k$	$kW$
$\dot{Q}_{Q_{min}}$	Potência térmica mínima de arrefecimento exterior	$kW$

Símbolo	Descrição	Unidade
$\dot{Q}_{m\acute{a}x}$	Potência térmica máxima de trocar num permutador de calor	kW
$r$	Riqueza da mistura ar/combustível	-
$\bar{R}$	Constante universal dos gases perfeitos	J/(K·mol)
$t_{equipamento}$	Número de horas de funcionamento anuais do equipamento	h/ano
$T$	Temperatura de saída dos gases de exaustão (às condições reais)	K
$T_{ap\acute{o}s\ permuta}$	Temperatura dos fluxos de ar/gases de exaustão após a troca de calor	°C
$T_{cr\acute{i}tica}$	Temperatura crítica	K
$T_{fluxo\ quente}$	Temperatura do fluxo de gases de exaustão após sucessivas trocas de calor	°C
$T_{inicial}$	Temperatura inicial dos fluxos de ar/gases de exaustão	°C
$T_{inicial}'$	Temperatura inicial dos fluxos de ar/gases de exaustão corrigida	°C
$T_{interm\acute{e}dia}$	Temperatura intermédia de aquecimento para os fluxos 24 e 25	°C
$T_{limite}$	Temperatura limite de arrefecimento para o fluxo de gases de exaustão	°C
$T_{m\acute{a}x}$	Limite superior do intervalo de temperatura $k$	°C
$T_{min}$	Limite inferior do intervalo de temperatura $k$	°C
$T_N$	Temperatura às condições normais	K
$T_{objetivo}$	Temperatura objetivo dos fluxos de ar/gases de exaustão	°C
$T_{objetivo}'$	Temperatura objetivo dos fluxos de ar/gases de exaustão corrigida	°C
$T_{orv}$	Temperatura de orvalho de um ácido	K
$T_R$	Temperatura reduzida	-
$u$	Velocidade	m/s
$U$	Coefficiente de transferência global de calor	kW/(m <sup>2</sup> ·°C)
$V$	Volume	m <sup>3</sup>
$\dot{W}$	Trabalho mecânico	kW
$x$	Fração molar	%mol
$z$	Altura	m
$Z$	Fator de compressibilidade de um gás	-

## Símbolos gregos

Símbolo	Descrição	Unidade
$\gamma$	Percentagem de energia recuperada dos gases de exaustão, face à energia total do combustível	%
$\Delta T_{ln}$	Diferença de temperaturas logarítmica	°C
$\Delta T_{min}$	Diferença de temperaturas mínima	°C
$\varepsilon$	Eficiência térmica	%
$\eta$	Rendimento térmico	%
$\xi$	Poupança anual	-
$\rho_{Hg}$	Massa volúmica do mercúrio	kg/m <sup>3</sup>
$\phi$	Preço	€/MWh
$\chi$	Percentagem de necessidades de energia satisfeitas via recuperação de calor	%
$\psi$	Poupança anual monetária por fluxo de ar frio pré-aquecido	€/ano

## Subscritos

composto	Relativo aos compostos presentes nos gases de exaustão
ent	Entrada do volume de controlo
ff	Relativo aos fluxos frios
fq	Relativo aos fluxos quentes
gases	Relativo aos gases de exaustão
GN	Relativo ao gás natural
i	Relativa aos compostos presentes no gás natural
k	Relativo aos intervalos de temperatura definidos para a construção das curvas compostas
modo 1	Relativo ao modo de funcionamento 1 (apenas forno em operação)
modo 2	Relativo ao modo de funcionamento 2 (forno e secador em operação)
n	Relativo aos ‘permutadores de calor’ afetos ao modo de funcionamento 2
nec	Relativo às necessidades de energia térmica dos fluxos de ar frio
permutador	Relativo a um ‘permutador de calor’
queimador	Relativo ao queimador de gás natural
RP	Regime permanente
recuperado	Relativo à energia/potência térmica recuperada dos gases de exaustão
sai	Saída do volume de controlo
VC	Volume de controlo
z	Relativo aos intervalos de temperatura definidos para a construção das cascatas de calor



## 1 Introdução

### 1.1 Apresentação da empresa

A presente dissertação foi desenvolvida e orientada em ambiente empresarial, no Departamento de Energia da Delegação Norte (Vila Nova de Gaia), do Instituto de Soldadura e Qualidade (ISQ).

Esta instituição tem várias delegações não só em Portugal, mas também fora do país (Noruega, EUA, Moçambique, Arábia Saudita e outros), contando com 1400 colaboradores, mais de 250 serviços especializados e mais de um milhão de horas de formação, entre 1994 e 2016.

O ISQ foi fundado em 1965 e inicialmente estava direcionado para o setor da construção soldada, que na altura era um setor inovador e que serviria como impulsionador da indústria portuguesa. Mais tarde, alargou a sua área de atividade para setores como a qualidade, a metrologia, o ambiente e segurança, inspeções, mantendo também a componente de formação profissional, que existe desde a sua fundação.

Atualmente, na área da energia, a empresa disponibiliza vários serviços, tais como:

- Consultadoria e auditorias energéticas;
- Verificação e inspeção de equipamentos e instalações;
- Ensaios e estudos;
- Gestão de projetos e obras.

O SIC (*Sustainable Innovation Centre*) é o centro de I&D do ISQ e tem como missão a inovação e desenvolvimento de soluções com valor para a indústria, contando já com vários projetos de investigação no qual se inclui o projeto EcoTermIP.

Além destes serviços, o ISQ tem também um laboratório que serve para ações de formação, mas também para investigação e desenvolvimento (I&D), designado por ECOTERMOLAB, vocacionado para as áreas da climatização, eficiência energética e energias renováveis [1].

O caso de estudo sobre o qual esta dissertação se baseia é a indústria cerâmica, que é um dos setores da indústria englobados no projeto EcoTermIP, que se apresenta a seguir.

### 1.2 O projeto EcoTermIP

Esta dissertação surge no âmbito do projeto EcoTermIP, que está a ser desenvolvido por um consórcio que envolve duas entidades nacionais, o ISQ e o INEGI (Instituto de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial), com o intuito de promover a eficiência energética em vários setores da indústria:

- Setor da Metalomecânica;
- Setor da Cerâmica Utilitária e Decorativa;

- Setor Agroalimentar (produtos à base de carne);
- Setor Agroalimentar (lacticínios).

Além da tecnologia de recuperação de calor residual, este projeto visa outras duas tecnologias, a saber um sistema solar térmico de concentração (*Concentrated Solar Power*, CSP) para produção de água quente consoante a aplicação em questão, e um sistema de armazenamento térmico com recurso a materiais de mudança de fase (*Phase Change Materials*, PCM) [2].

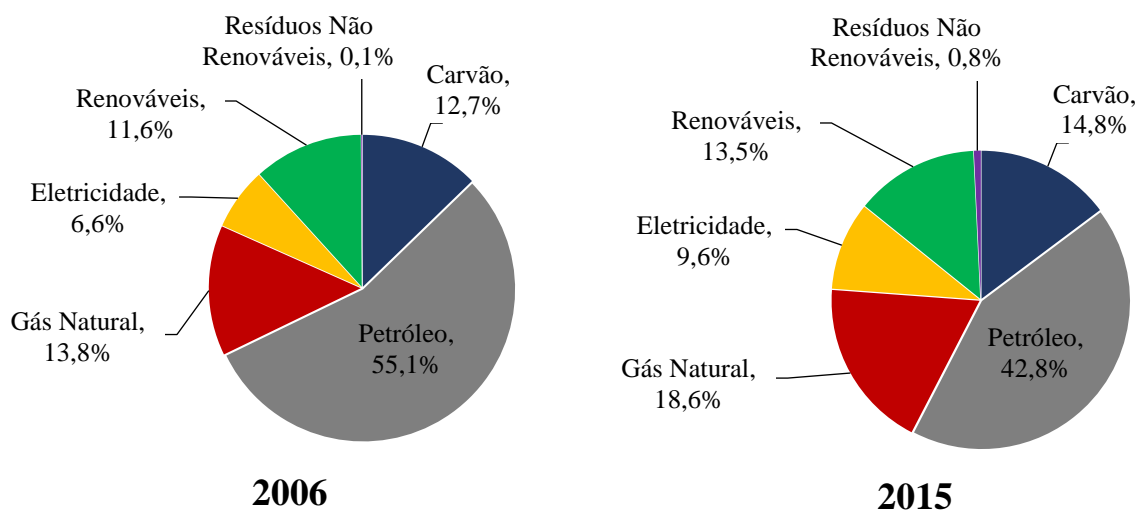
A integração dos sistemas solares térmicos para fornecer calor aos processos industriais é designada por integração direta, onde o fluido de trabalho é pré-aquecido nos coletores térmicos. Para isso, é necessário desenvolver e aperfeiçoar as tecnologias que lhe servem de suporte, isto é, as tecnologias que foram descritas no parágrafo anterior.

Entre as instituições do consórcio e os setores das indústrias em estudo será partilhado o conhecimento técnico gerado através do desenvolvimento destas tecnologias.

### 1.3 Enquadramento

Em termos energéticos, Portugal é fortemente dependente das importações de combustíveis (petróleo, carvão e gás natural) e também, ainda que em pequena percentagem, de eletricidade. Isto deve-se à escassez ou mesmo inexistência destes recursos no país, que leva a que grande quantidade da energia primária consumida seja importada. Dados da Direção Geral de Energia e Geologia (DGE) apontam para uma dependência energética nacional de 78,3%, em 2015.

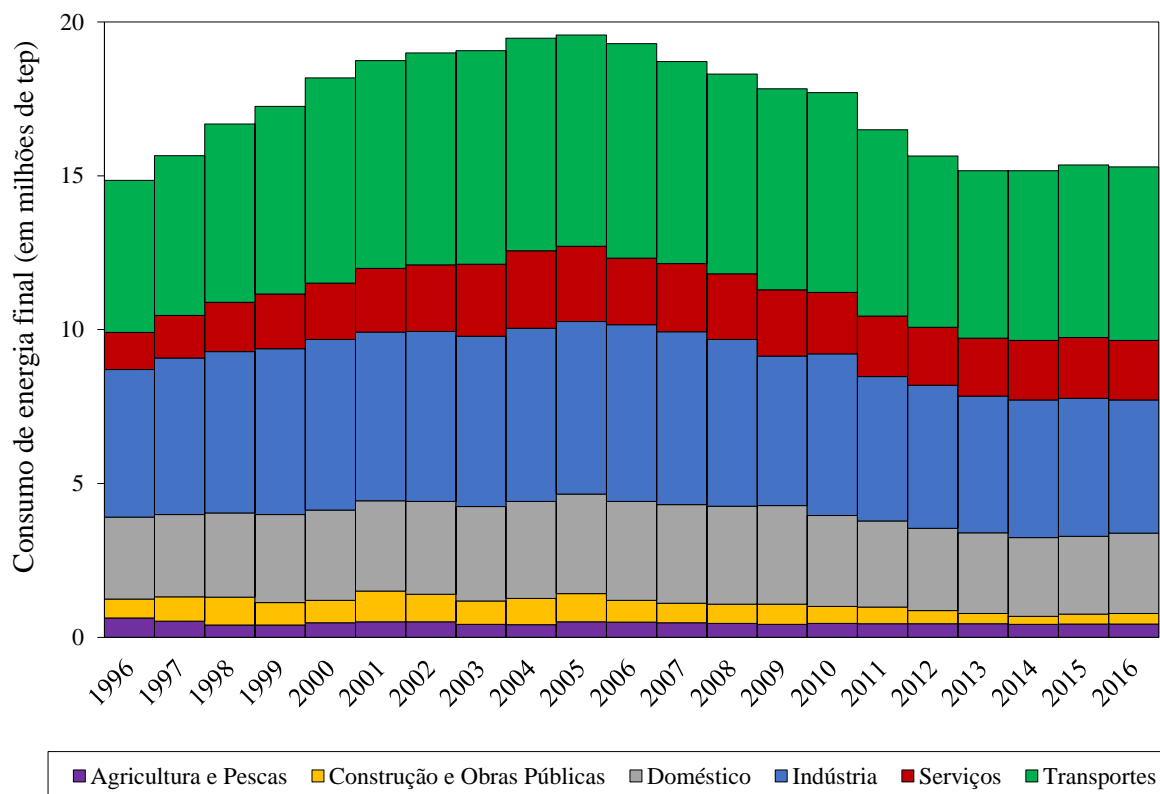
Em termos percentuais, nota-se que entre 2006 e 2015 existiram grandes mudanças no consumo de energia primária, principalmente na queda relativa do petróleo, que foi compensada pelo aumento das contribuições de todas as outras fontes de energia, lideradas pelas renováveis (ver Figura 1.1) [3].



**Figura 1.1** - Comparação dos consumos de energia primária em 2006 e 2015 por fonte, em Portugal [3].

Os dois setores que consomem mais energia a nível nacional são o setor dos Transportes e a Indústria, seguidos do Setor doméstico, dos Serviços e, finalmente, Agricultura e Pescas. Na Figura 1.2, é possível observar a evolução do consumo total de energia final por setor de atividade de 1996 a 2016 [4].

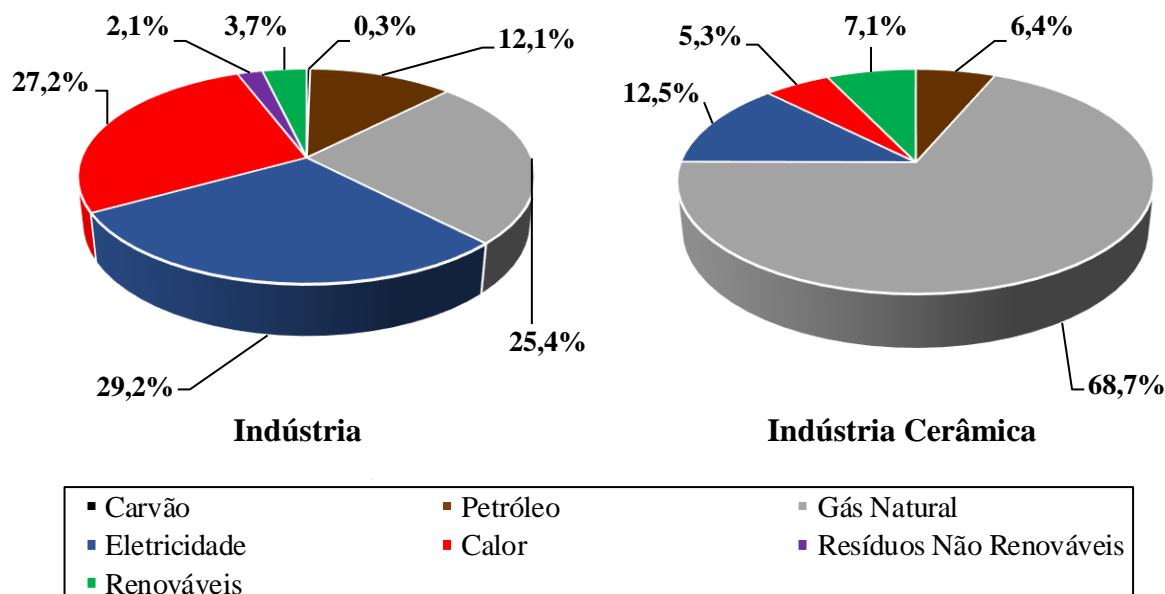




**Figura 1.2** - Evolução do consumo total de energia final por setor de atividade, em Portugal [4].

Tendo como caso de estudo a indústria cerâmica, apresenta-se na Figura 1.3 a desagregação dos consumos de energia final por fonte energética para a indústria e para o setor da cerâmica, sabendo que em 2016 este setor apresentou uma contribuição de 6,7% no consumo total de energia final da indústria.

Desde logo se nota a diferença entre os dois panoramas apresentados, sendo que mais de 80% da energia consumida pela indústria se apresenta sob a forma de gás natural, calor ou eletricidade, enquanto que na indústria cerâmica grande parte do consumo energético se traduz no uso de gás natural (aproximadamente 70% do total) [3].

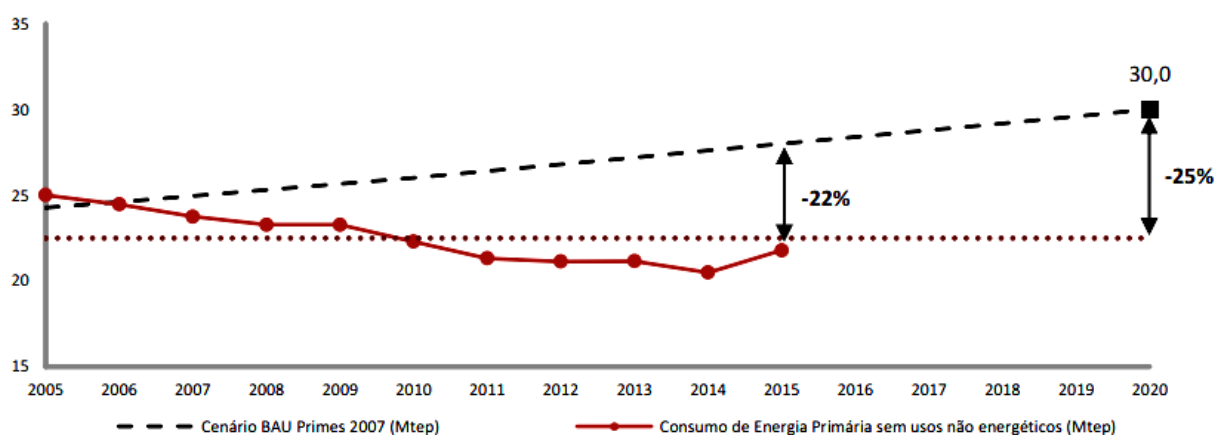


**Figura 1.3** - Desagregação dos consumos de energia final por fonte energética na indústria (à esquerda) e na indústria cerâmica (à direita), em 2016 [3].

Tendo em conta a constante necessidade de otimizar os processos industriais em termos energéticos, a recuperação de calor apresenta um grande potencial na indústria cerâmica, que apresenta consumos de energia térmica consideráveis. Com vista a reduzir consumos, custos e também emissões de poluentes, a aposta em tecnologias de recuperação de calor deve ser potenciada e encorajada, de forma a que o país possa cumprir as metas a que se comprometeu e ter uma indústria eficiente e competitiva, dentro e fora da UE.

#### 1.4 Plano Nacional de Ação para a Eficiência Energética

Enquanto membro da União Europeia, Portugal tem compromissos a cumprir no que toca à questão da eficiência energética, que foram estabelecidos na Diretiva 2012/27/CE de 25 de outubro de 2012, nomeadamente a redução de 20% do consumo de energia primária até 2020. Posteriormente foi adotada uma meta de redução de 25%, correspondente a um consumo de energia primária (CEP) de 22,5 Mtep/ano, valor esse que desde 2010 não foi ultrapassado e que mostra que o país se encontra no bom caminho para cumprir a meta prevista em 2020, como se verifica pela observação da Figura 1.4 [4].



**Figura 1.4** - Comparação entre os consumos reais de energia primária e as respetivas previsões, assim como a meta prevista de 22,5 Mtep [4].

Em 2010 o Conselho Europeu definiu vários objetivos no que toca às políticas energéticas da UE, para serem atingidos até 2020, que foram:

- 20% de redução das emissões de gases com efeito de estufa;
- 20% de contribuição das energias renováveis;
- 20% de aumento da eficiência energética.

Em Portugal, e por forma a que o país atinja estes objetivos, foi criado o Plano Nacional de Ação para a Eficiência Energética (PNAEE), cujo âmbito de atuação se estende a todas as áreas de atividade, incluindo a indústria, na qual o programa em vigor é o Sistema de Gestão dos Consumos Intensivos de Energia (SGCIE).

Este programa destina-se às instalações com um consumo igual ou superior a 500 tep/ano, que deverão submeter-se a auditorias energéticas periódicas que incidam nas condições de utilização da energia e que estimulem a implementação de medidas de eficiência energética, através da elaboração e execução dos respetivos Planos de Racionalização dos Consumos de Energia (PREn) [5].

## 1.5 Objetivos

Os objetivos para esta dissertação são os seguintes:

- 1) Compreender os processos consumidores de energia térmica na indústria cerâmica;
- 2) Avaliar o potencial de recuperação de calor residual numa indústria real;
- 3) Avaliar diferentes tecnologias de recuperação de calor existentes e listar as vantagens e desvantagens de cada uma;
- 4) Utilizar a integração energética como ferramenta para o cálculo da potência térmica de recuperação dos gases de exaustão, ferramenta esta que conhece poucas aplicações na indústria cerâmica;
- 5) Determinar quais as tecnologias com viabilidade de implementação para este caso de estudo e analisar alguns indicadores de desempenho para as soluções consideradas.

## 1.6 Estrutura

A presente dissertação está dividida em seis capítulos, incluindo o Capítulo 1 que serve de introdução aos restantes, a saber:

- Capítulo 2: Recuperação de calor residual, onde se faz uma breve revisão de literatura sobre as potencialidades e tecnologias passíveis de implementação para recuperação do calor residual;
- Capítulo 3: Caso de estudo, onde se apresenta com algum detalhe a indústria cerâmica, o processo produtivo e os consumos inerentes à empresa do caso de estudo;
- Capítulo 4: Integração energética, onde se aplica a metodologia do ponto de estrangulamento para o cálculo da potência térmica passível de ser recuperada, através de dois métodos diferentes (curvas compostas e cascata de calor);
- Capítulo 5: Implementação de soluções, apresentando-se as redes de ‘permutadores de calor’ necessárias para a recuperação do calor dos gases de exaustão, o potencial de poupanças e também a análise de alguns indicadores de desempenho;
- Capítulo 6: Conclusões, onde se apresentam as conclusões gerais e perspetivas de trabalho futuro.

O objetivo desta dissertação é avaliar o potencial de recuperação de calor recorrendo a diversas tecnologias. A recuperação de calor é especialmente importante nos processos industriais de cozedura e secagem, que consomem e desperdiçam elevadas quantidades de calor, calor esse que pode ser reutilizado, maximizando assim a eficiência energética dos processos.



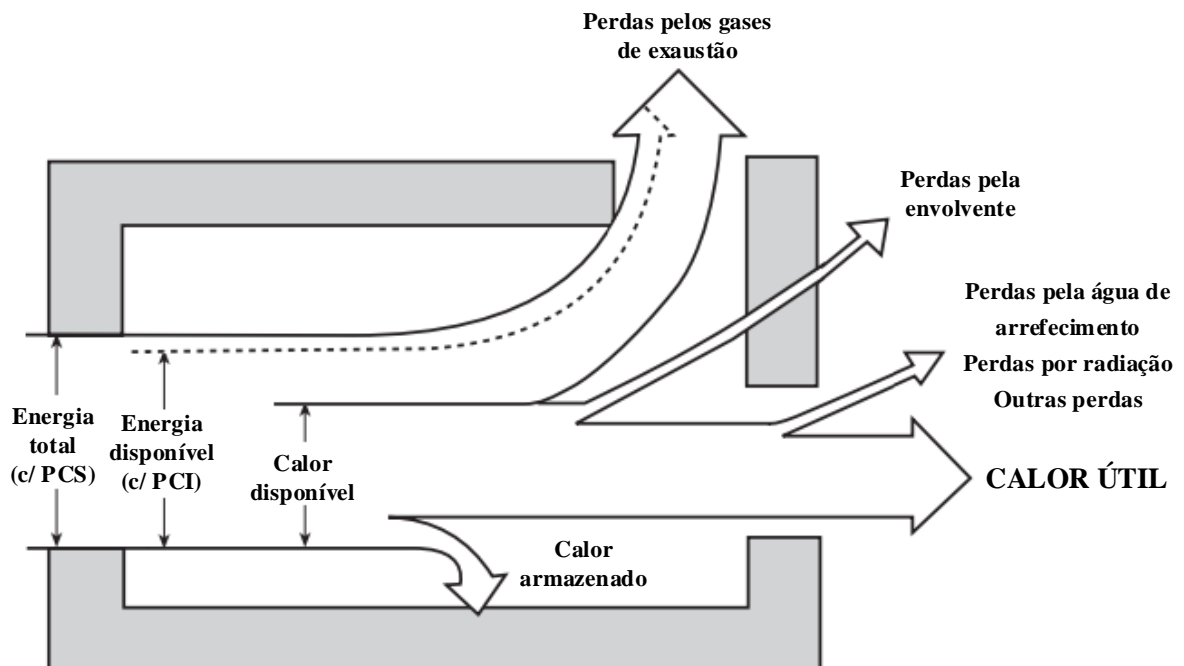
## 2 Recuperação de calor residual

### 2.1 Definição de calor residual

O calor residual é parte do calor que é produzido por meio de um processo de aquecimento (por combustão, por efeito Joule, etc) e que seguidamente é rejeitado para o ambiente, depois de não ter sido utilizado no processo ao qual se destinava. As fontes deste calor podem ser várias:

- Gases de exaustão provenientes de caldeiras, fornos, motores térmicos;
- Ar quente de processos industriais;
- Vapor;
- Água de arrefecimento de circuitos industriais;
- Superfícies ou produtos aquecidos (transferência de calor por condução ou radiação).

Na Figura 2.1 apresenta-se um esquema que exemplifica as perdas térmicas que existem num processo de combustão industrial genérico, notando a grande percentagem de energia perdida pelos gases de exaustão e em quantidades menores nas restantes (água de arrefecimento, perdas pela envolvente e outras).



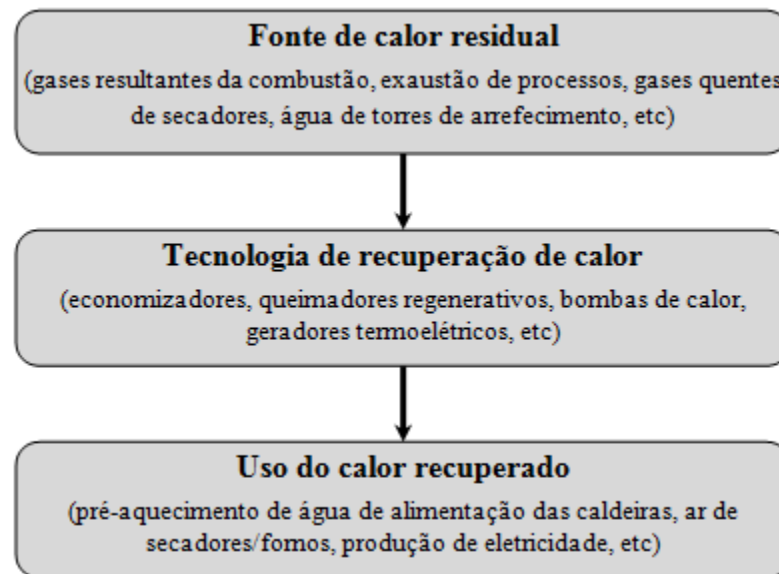
**Figura 2.1** - Perdas térmicas num processo de combustão industrial genérico (adaptado de [6]).

Note-se que à entrada do equipamento existem dois tipos de energia, um que contabiliza o calor latente associado à condensação do vapor de água dos produtos (poder calorífico superior, PCS) – *Energia total* – e o outro que não o contabiliza (poder calorífico inferior, PCI) – *Energia disponível*. Normalmente não é possível aproveitar o calor latente daí que haja uma redução da quantidade de energia que se pode aproveitar da combustão, visível na Figura 2.1.

Dependendo da temperatura a que os fluxos se encontram, o calor residual pode ser utilizado para diversos processos, como por exemplo:

- pré-aquecimento de água à entrada de caldeiras;
- pré-aquecimento de ar à entrada de câmaras de combustão;
- produção de eletricidade;
- aquecimento ambiente (AVAC).

A recuperação de calor resulta da existência simultânea de três elementos, que se apresentam na Figura 2.2, sendo eles a fonte de calor residual, a tecnologia de recuperação de calor e a utilização de calor recuperado.



**Figura 2.2** - Componentes de um sistema de recuperação de calor (adaptado de [7]).

As tecnologias de recuperação de calor são várias e a sua aplicação depende da gama de temperaturas de rejeição, segundo a classificação seguinte:

- Muito baixa, se a temperatura se situar abaixo de 120°C;
- Baixa, se a temperatura se situar entre 120 e 315°C;
- Média, se a temperatura se situar entre 315 e 650°C;
- Alta, se a temperatura se situar entre 650 e 870°C;
- Muito alta, se a temperatura se situar acima de 870°C.

Apresentam-se na Tabela 2.1 as tecnologias mais recorrentes para recuperação de calor segundo a gama de temperaturas já definida [7].

**Tabela 2.1** - Tecnologias utilizadas na recuperação de calor, por gama de temperaturas (adaptado de [7])

Classificação	Intervalo de temperaturas	Tecnologias existentes
Muito baixa	< 120°C	<ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Permutador de calor de carcaça e tubos</li> <li>▪ Permutador de calor de placas</li> <li>▪ Aquecedor de ar através de água quente residual</li> <li>▪ Bomba de calor</li> <li>▪ Aquecimento por recirculação de água ou mistura de água-glicol</li> <li>▪ Permutador de contacto direto p/ aquecimento de água</li> <li>▪ Permutador de calor não-metálico</li> </ul>
Baixa	120 a 315°C	<ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Recuperador convectivo</li> <li>▪ Economizador</li> <li>▪ Permutador de calor de carcaça e tubos (aquecimento de líquidos)</li> <li>▪ Bomba de calor</li> <li>▪ Permutador de contacto direto p/ aquecimento de água</li> <li>▪ Roda térmica (metálica)</li> <li>▪ Permutador de calor de tubos de calor</li> </ul>
Média	315 a 650°C	<ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Recuperador convectivo</li> <li>▪ Economizador</li> <li>▪ Permutador de calor de carcaça e tubos (aquecimento de líquidos)</li> <li>▪ Queimador auto-recuperativo</li> <li>▪ Caldeira de condensação</li> <li>▪ Pré-aquecimento da carga</li> <li>▪ Roda térmica (metálica)</li> <li>▪ Permutador de calor de tubos de calor</li> </ul>
Alta	650 a 870°C	<ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Recuperador convectivo</li> <li>▪ Recuperador radiante</li> <li>▪ Queimador regenerativo</li> <li>▪ Caldeira de condensação</li> <li>▪ Pré-aquecimento da carga</li> <li>▪ Roda térmica (metálica)</li> </ul>
Muito alta	> 870°C	<ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Regenerador cerâmico</li> <li>▪ Caldeira de condensação</li> <li>▪ Queimador regenerativo</li> <li>▪ Recuperador radiante</li> <li>▪ Pré-aquecimento da carga</li> </ul>

No subcapítulo 2.3 descrevem-se, com algum detalhe, as tecnologias mais utilizadas hoje em dia.

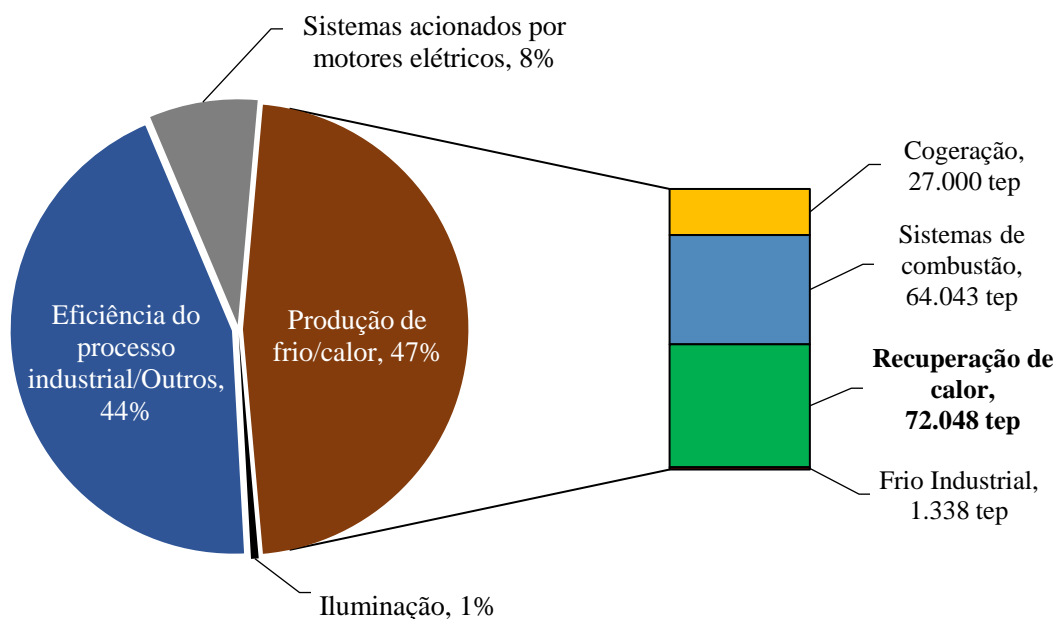
## 2.2 Potencial de recuperação

Estimativas referem que entre 20 e 50% da energia utilizada para produzir calor é perdida sob a forma de gases de exaustão, perdas térmicas e perdas de água e calor a partir dos produtos [8] (rever Figura 2.1). A recuperação deste calor residual ganha interesse para redução dos consumos de energia nas indústrias com grandes consumos de calor e também na redução dos custos de operação e do impacto ambiental.

Antes de se considerar a instalação de equipamentos que permitam a recuperação de calor é necessário avaliar o seu potencial, isto é, verificar:

- se coexistem processos que necessitem de energia térmica;
- se a temperatura de rejeição do calor residual tem um valor adequado para a transferência de calor;
- se as indústrias possuem condições de instalação, manutenção e financiamento dos equipamentos;
- o interesse económico do investimento (*payback* apelativo).

Na Figura 2.3 indicam-se as contribuições de cada área nas poupanças energéticas na indústria portuguesa, descriminando-se as medidas de eficiência para a produção de frio/calor. Nota-se, com efeito, que a recuperação de calor apresenta um potencial de poupança de 72.000 tep, valor esse que representa cerca de 20% da poupança total prevista através das mesmas medidas [8].



**Figura 2.3** - Contribuições percentuais, por área, das poupanças energéticas na indústria portuguesa e desagregação por medidas de eficiência na produção de frio/calor (em tep) [8].

Como já foi referido no subcapítulo 1.3, a indústria cerâmica é uma indústria com consumos energéticos que viabilizam a implementação de medidas de eficiência energética, em especial a recuperação de calor tal é a contribuição do gás natural no consumo deste setor.

Como tal, a recuperação de calor enquadra-se nas medidas de *Otimização de fornos* e *Melhoria de secadores* podendo ter uma influência bastante considerável nas poupanças energéticas (tep) para esta indústria, como se vê na Tabela 2.2 [8].



**Tabela 2.2** - Medidas de eficiência energética e respetivas poupanças energéticas na indústria cerâmica (adaptado de [8])

Medida/Tecnologia	Poupança total (tep/ano)
Otimização de fornos	5.125
Melhoria de secadores	591
Extrusão com secadores	860
Extrusão dura	1.155
Otimização de produção de pó para prensagem	997
<b>Total</b>	<b>8.728</b>

### 2.3 Tecnologias de recuperação

Este subcapítulo tem como objetivo a exposição das tecnologias de recuperação de calor residual existentes na indústria, começando por uma breve descrição do seu funcionamento.

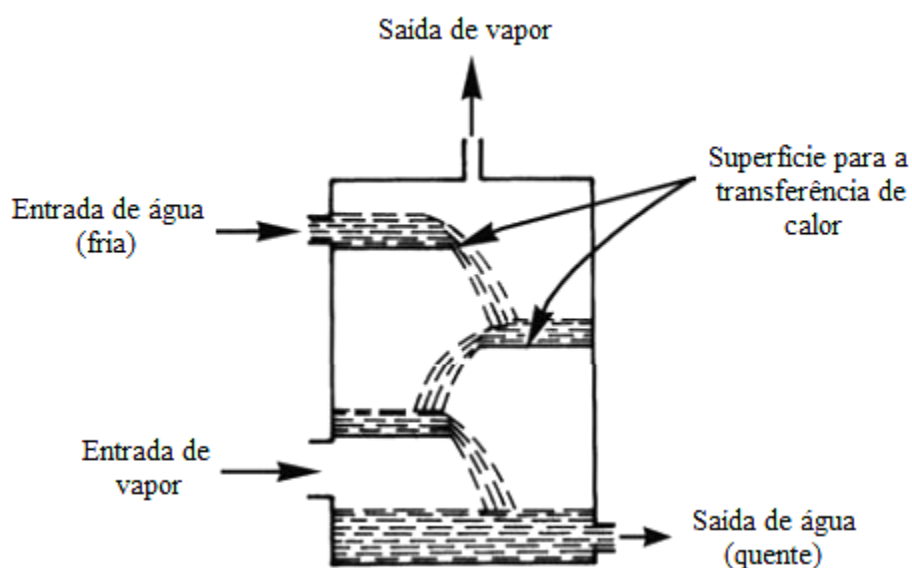
Na Tabela 2.3 mostra-se um resumo das características de operação mais frequentes encontradas na literatura, artigos científicos publicados e relatórios de várias instituições ligadas à área da energia, apresentando-se também uma gama de preços comuns para estes equipamentos.

Quase todas as tecnologias referidas utilizam permutadores de calor, equipamento indispensável num circuito térmico para a troca de calor, daí que se faça uma referência breve à classificação destes equipamentos no subcapítulo 2.3.1.

#### 2.3.1 Permutador de calor

##### Permutador de contacto direto

Os permutadores de calor que permitem o contacto físico direto entre os dois fluidos, um a fornecer calor e o outro a receber calor, designam-se por permutadores de contacto direto – ver Figura 2.4.

**Figura 2.4** - Exemplo de um permutador de calor de contacto direto (adaptado de [9]).

São utilizados frequentemente para a produção de vapor através do arrefecimento desse mesmo vapor a baixa pressão (VBP), isto é, ao condensar liberta calor que por sua vez aquece a água de alimentação, fazendo um pré-aquecimento.

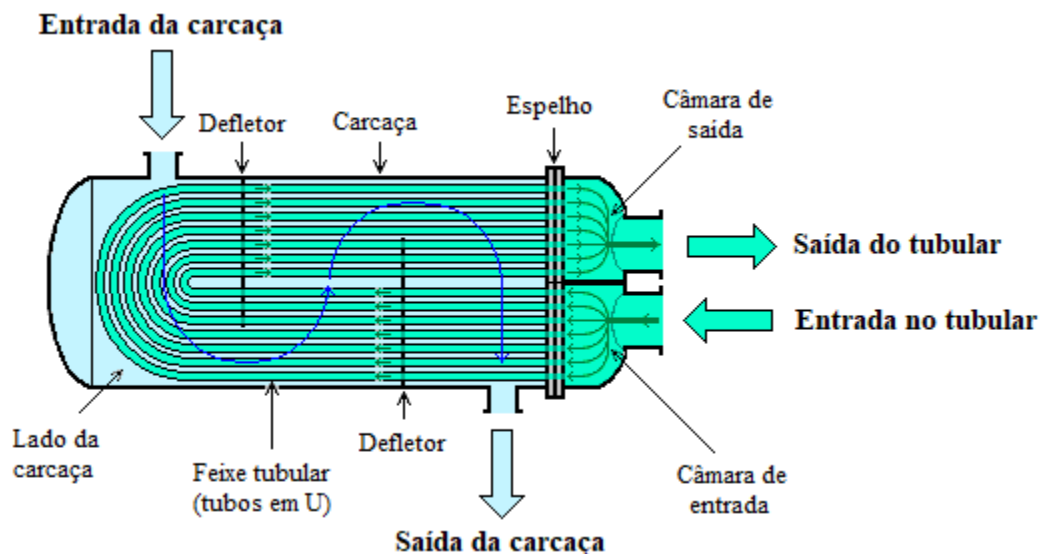
Também existem sistemas em que o calor é fornecido através de gases de exaustão em vez de VBP, havendo nesse caso a preocupação adicional de evitar a condensação dos vapores, que podem formar ácidos corrosivos e descontinuar o permutador [10].

### **Permutador de contacto indirecto**

Nesta categoria inserem-se todos os permutadores que não permitem contacto directo entre os dois fluidos de trabalho. Em função do tipo de construção, podem-se classificar os vários tipos de permutadores em, [10]:

- Permutadores de carcaça e tubos – ver Figura 2.5;
- Permutadores multitubulares;
- Permutadores de placas;
- Permutadores em espiral;
- Permutadores em matriz.

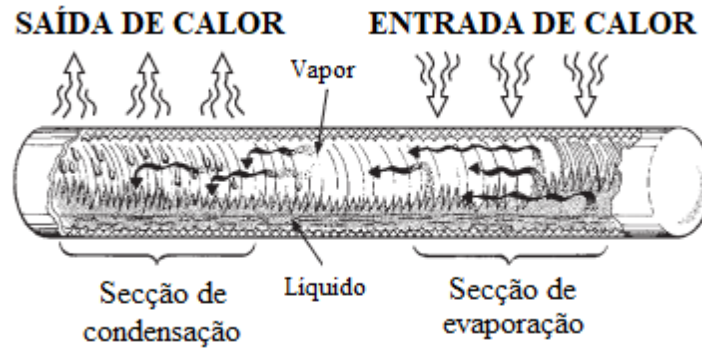
Dada a sua construção, é de referir que a área de transferência de calor nestes permutadores é, por norma, superior à dos permutadores de contacto directo e, portanto, as potências de permuta envolvidas nestes permutadores têm tendência a ser maiores.



**Figura 2.5** - Exemplo de um permutador de calor de contacto indirecto (carcaça e tubos) [11].

### **2.3.2 Tubo de calor**

Um tubo de calor é um sistema que absorve calor num dos extremos e rejeita calor no outro, através da mudança de fase do fluido que se localiza dentro do tubo. No extremo que recebe calor, o fluido evapora e desloca-se para o extremo oposto devido aos gradientes de pressão criados, onde transfere o calor latente e condensa através de uma estrutura capilar. O princípio de funcionamento deste sistema é visível na Figura 2.6 [12].



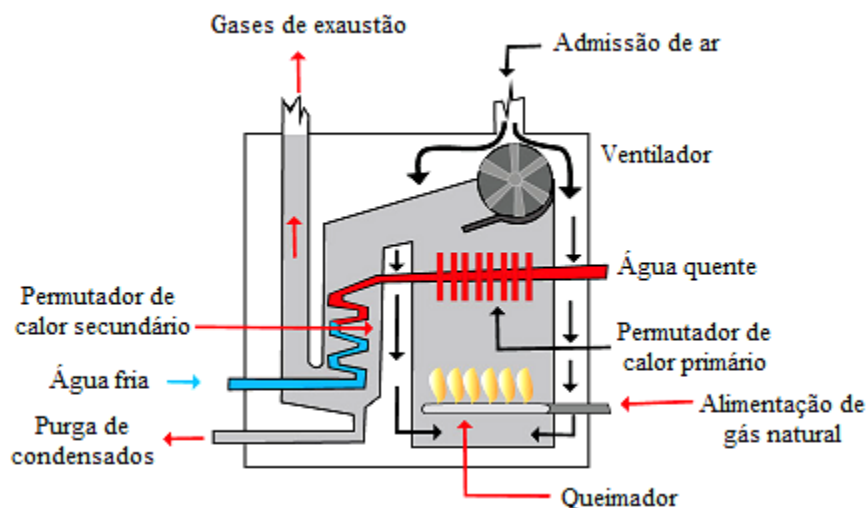
**Figura 2.6** - Princípio de funcionamento de um tubo de calor (adaptado de [12]).

Agrupando vários tubos destes e separando fisicamente as duas extremidades, é possível ter dois fluxos a circular e a transferir energia entre eles, da mesma forma que um permutador de calor.

### 2.3.3 Economizador

Os economizadores são permutadores nos quais a troca de calor se processa especificamente entre os gases de exaustão do queimador e um líquido, normalmente água de alimentação a uma caldeira, designando-se esta por caldeira de condensação.

O permutador de calor é alhetado, maximizando a transferência de calor, o que faz com que o vapor contido nos gases condense ao libertar calor. Na Figura 2.7 encontra-se esquematizada uma caldeira deste tipo, atentando no economizador (Permutador de calor secundário) que pré-aquece a água de entrada.



**Figura 2.7** - Representação esquemática de uma caldeira de condensação (adaptado de [13]).

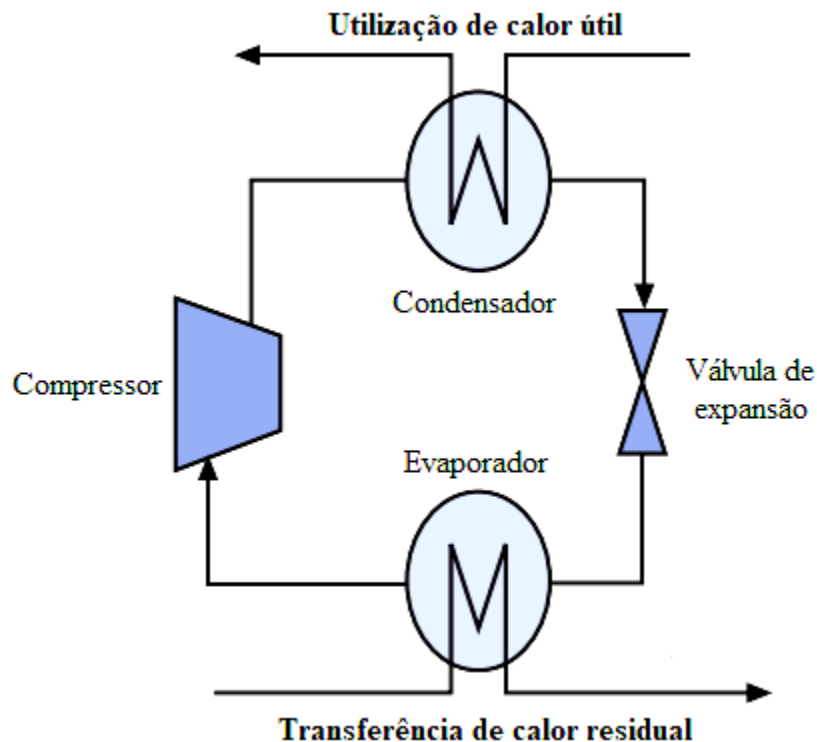
A eficiência destas caldeiras, relativamente a uma caldeira convencional, pode ser aumentada em cerca de 10 a 12%, podendo mesmo chegar a eficiências de 99% dependendo das condições de operação da caldeira (caudal, temperatura de entrada da água, etc) [14].

### 2.3.4 Bomba de calor

As bombas de calor são equipamentos que absorvem calor de uma fonte fria e rejeitam calor para uma fonte quente, necessitando de trabalho mecânico ou calor para funcionar [15]. Dependendo da fonte energética que ativa o ciclo, pode-se dividir as bombas de calor em 4 tipos [5]:

- Ciclo de compressão mecânica, onde existe um compressor (ativado por um motor elétrico);
- Ciclo de compressão térmica (absorção ou absorção-compressão), cuja fonte energética é calor fornecido num componente designado por gerador/desabsorvedor;
- Ciclo de recompressão mecânica de vapor (RMV), fazendo uso de um compressor para comprimir vapor;
- Ciclo de recompressão térmica de vapor (RTV), que à semelhança do ciclo anterior utiliza vapor como fluido de trabalho mas a compressão é levada a cabo por um ejetor não havendo, portanto, consumo de energia mecânica.

A título de exemplo mostram-se os quatro componentes que fazem parte do ciclo de compressão mecânica na Figura 2.8, que incluem dois permutadores de calor, também designados por evaporador e condensador, onde se efetuam as trocas de calor, um compressor que fornece trabalho mecânico e uma válvula de expansão para reduzir a pressão do fluido.



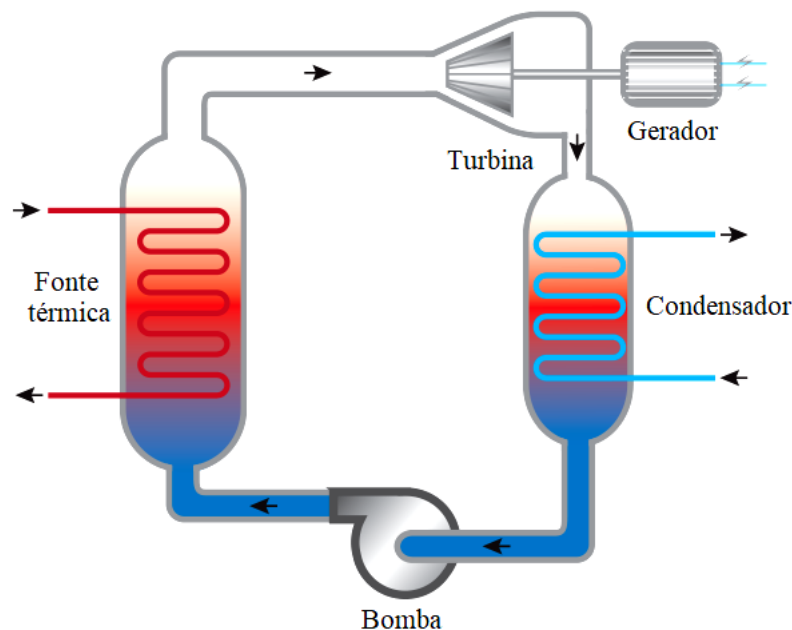
**Figura 2.8** - Esquema representativo de uma bomba de calor de compressão mecânica (adaptado de [10]).

No contexto da recuperação de calor, o calor residual de um processo é transferido para o evaporador, à temperatura de evaporação do fluido de trabalho do ciclo, e rejeitam calor útil pelo condensador para a fonte quente, que está a uma temperatura de condensação, superior à de evaporação.

### 2.3.5 Ciclos de vapor

Entre os ciclos de produção de trabalho que operam com base no consumo de calor, os ciclos de geração de vapor (Rankine clássico) – que permitem converter trabalho mecânico em eletricidade – são os mais utilizados já que a fonte térmica pode ser calor recuperado de um processo qualquer que o rejeita.

Na Figura 2.9 apresentam-se os componentes deste ciclo, onde se pode constatar que o calor da fonte térmica faz com que a água passe ao estado de vapor (sobreaquecido), onde se segue uma expansão deste vapor na turbina com produção de trabalho mecânico, que ativa o gerador de energia elétrica. Esse vapor passa no condensador e retorna ao estado líquido, repetindo-se o ciclo depois do fluido passar na bomba circuladora.



**Figura 2.9** - Componentes do ciclo de Rankine (adaptado de [12]).

No entanto, este ciclo só é viável a temperaturas de rejeição da gama média ou superior (acima de 340°C, sensivelmente), visto que abaixo desse valor a instalação tem de ser mais robusta [7] e não existe a garantia que o vapor saia sobreaquecido da fonte térmica.

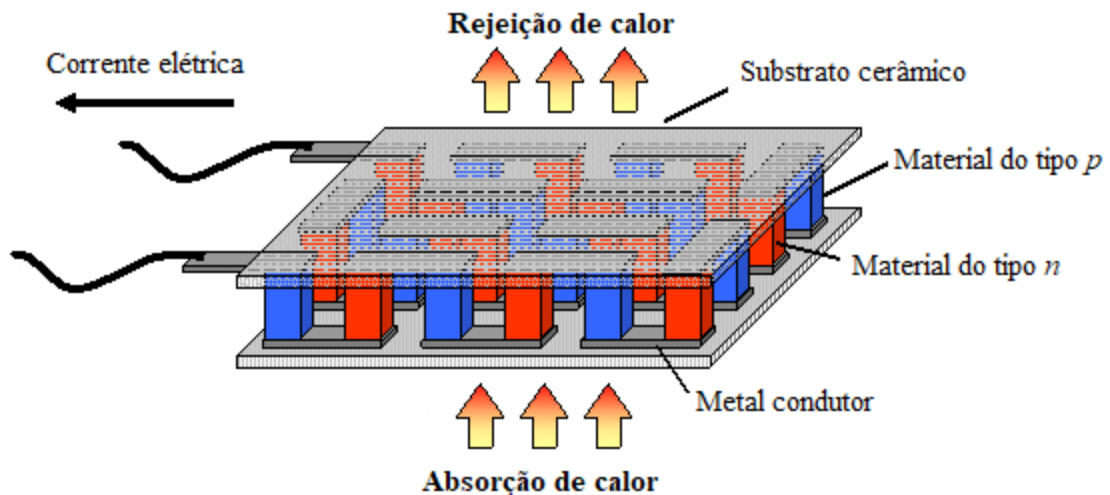
Para colmatar estas falhas, existem variantes deste ciclo que operam com fluidos com uma temperatura de ebulição mais baixa, e são eles:

- Ciclo de Rankine Orgânico (CRO): utiliza um termofluido como fluido de trabalho tendo a possibilidade de funcionar com temperaturas da fonte térmica a partir de 70°C, obtendo-se eficiências da ordem dos 10 a 20% [16];
- Ciclo de Kalina: o fluido de trabalho, neste caso, é uma mistura de água e amoníaco o que permite uma melhor *performance* (pode atingir rendimentos 1,5 vezes superiores ao rendimento do ciclo convencional) devido ao facto de a mistura aumentar a sua temperatura ao evaporar, ao contrário do que acontece com substâncias puras - água, por exemplo -, que mantêm a sua temperatura constante [17].

### 2.3.6 Materiais termoelétricos e piezoelétricos

Além dos ciclos descritos anteriormente, existem outros métodos de produzir eletricidade a partir de calor diretamente, isto é, sem a produção de vapor. São tecnologias com pouca utilização, sendo que na indústria não se conhece nenhum caso de aplicação das mesmas, devido ao custo elevado e baixo rendimento. Entre estes métodos, incluem-se:

- a conversão termoelétrica: ao sofrer a ação de um gradiente térmico, o módulo termoelétrico gera uma corrente elétrica, absorvendo calor num dos extremos e rejeitando-o no outro; um módulo termoelétrico é composto por dois materiais semicondutores - um com carga positiva (tipo p) e outro com carga negativa (tipo n) -, ligados em série eletricamente, mas em paralelo termicamente (ver Figura 2.10);

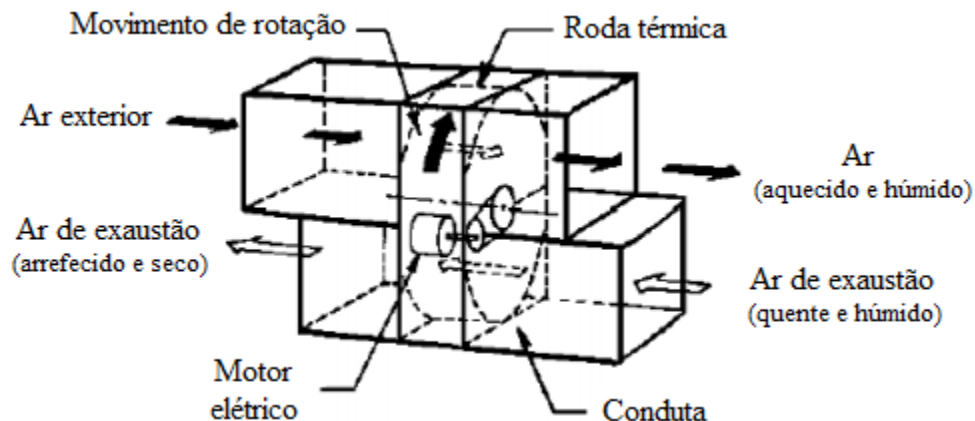


**Figura 2.10** - Constituição de um módulo termoelétrico (adaptado de [18]).

- a conversão piezoelétrica: o aquecimento de um gás leva à sua expansão e faz com que uma membrana piezoelétrica sofra vibrações, que depois levam à geração de uma tensão elétrica; os módulos atuais conseguem frequências de vibração de sensivelmente 100 Hz enquanto que se afirma que a solução para baixar o preço (10.000 \$/W) desta tecnologia seja obter frequências da ordem de 1.000 Hz [19].

### 2.3.7 Roda térmica

As rodas térmicas são dispositivos de recuperação de calor largamente disseminados em aplicações de AVAC, dispositivos estes que são instalados nas unidades de tratamento de ar (UTA) – ver exemplo da Figura 2.11.



**Figura 2.11** - Exemplo de uma roda térmica [7].

Com o movimento rotativo deste permutador, o calor transferido entre fluxos permite um pré-aquecimento do ar à entrada da UTA através da recuperação do calor do ar vindo do espaço.

Se o permutador for construído num material higroscópico (absorve água) é possível transferir humidade e energia térmica entre fluxos, reduzindo também o caudal de água e, consequentemente, a potência de aquecimento da água de vaporização.

### **2.3.8 Queimador auto-recuperativo**

Neste tipo de queimador, a recuperação de calor dá-se por meio de um recuperador que faz parte do queimador, sendo que este tem como função pré-aquecer o ar de entrada arrefecendo, por sua vez, os gases de exaustão. Como o ar é pré-aquecido, isto significa que o consumo de combustível é minorado já que parte da energia é recuperada.

Existem duas configurações típicas para o recuperador deste queimador e ainda uma terceira, híbrida, entre estas duas configurações, a saber:

- o recuperador radiante, onde a transferência de calor se dá maioritariamente por fenómenos de radiação; os fluxos processam-se paralelamente, de forma a que a corrente de ar aquecido arrefeça a conduta dos gases de exaustão;
- o recuperador convectivo que, como o nome indica, recupera o calor através da transferência de calor por convecção entre os dois fluxos; é, basicamente, um permutador de calor de tubos;
- o recuperador híbrido que funciona com o princípio de funcionamento das duas configurações já descritas.

Uma questão importante a ter em conta quando se utilizam estes equipamentos é a questão da corrosão que pode ser provocada pelos gases de exaustão no material do recuperador, nomeadamente a formação de ácidos após a condensação destes.

O uso deste tipo de queimadores, comparado com um queimador convencional (sem recuperador), permite aumentar a eficiência energética em 30% [5].

### **2.3.9 Queimador regenerativo**

Os queimadores regenerativos são queimadores que operam em ciclos necessitando, no mínimo, de dois queimadores a operar alternadamente por forma a que enquanto um queima combustível, o outro armazena a energia dos gases num leito cerâmico poroso, como se observa na Figura 2.12.

Cerca de 85% do calor dos gases de exaustão é recuperado, podendo-se atingir uma redução de combustível de 50 a 60%. No entanto, ao pré-aquecer o ar de entrada, há que ter em conta que a produção de óxidos de azoto ( $\text{NO}_x$ ) aumenta e que existe a necessidade de tratar esses gases poluentes através de catalisadores, o que aumenta o custo de operação destes equipamentos [5].

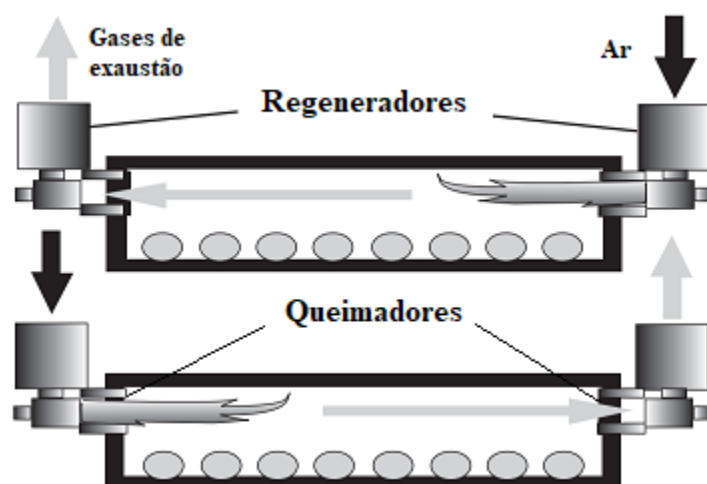


Figura 2.12 - Exemplo de um regenerador cerâmico [20].



**Tabela 2.3** - Características de operação mais frequentes das tecnologias descritas, a nível industrial [5, 12, 14, 16, 21-30]

Tecnologia		Eficiência	Exemplos de utilização	Estado de operação	Fluidos de trabalho	Materiais utilizados	Gama de preços [€/kW] <sup>(1)</sup>
Bomba de calor (potência térmica entre 50kW e 10MW)	Compressão mecânica	Até 600%	Processos de secagem, lavagem, destilação e evaporação, climatização de espaços	35 a 125°C	R134a, R407, R410, R600, R717, R744, R718		80 a 730
	Compressão térmica	150%		100 a 200°C	Mistura de amoníaco-água ou água-brometo de lítio		
	RMV	1.000 a 3.000%		n. def.	Vapor		
	RTV	n. def.		7 a 14 bar			
Economizador		85 a 99% (c/economizador)	Pré-aquecimento de água de alimentação das caldeiras	n.def.	Gases de combustão/água	-	n. def.
Produção de eletricidade	Ciclo de Rankine Orgânico	10 a 20%	Recuperação de calor de processos industriais (metalomecânica, vidro), centrais de produção de eletricidade (a biogás, diesel, gás, biomassa), sistemas solares térmicos	80 a 300°C (10kW a 10MW)	R134a, R143a, R152a, R245fa, R290, R600, R600a		1.500 a 3.500
	Ciclo Kalina	20 a 50%	Recuperação de calor de fornos na indústria do cimento, centrais geotérmicas ou sistemas solares térmicos	100 a 400°C (50kW a 6,5MW)	Mistura de amoníaco e água		1.100 a 1.500
	Gerador termoelétrico	Até 20%	Ainda não se utiliza à escala industrial (tecnologia emergente)	250 a 500°C	-	Telureto de bismuto (Bi <sub>2</sub> Te <sub>3</sub> ), telureto de chumbo (PbTe), silicato de germânio (SiGe)	20.000 a 30.000
	Gerador piezoelétrico	Até 1%		100 a 150°C		Titanato zirconato de chumbo (PZT)	10.000.000

Tecnologia		Eficiência	Exemplos de utilização	Estado de operação	Fluidos de trabalho	Materiais utilizados	Gama de preços [€/kW] <sup>(1)</sup>
Queimador	Auto-recuperativo	40 a 60%	Queimadores	250 a 870°C	Gases de combustão/ar de combustão	-	n. def.
	Regenerativo	60 a 85%		>700°C		Materiais cerâmicos	
Roda térmica		50 a 85%	Recuperação de calor em UTA	-55 a 800°C	Ar/ar	Materiais metálicos (alumínio, cobre, aço inoxidável, monel) e dessecantes (sílica-gel, alumina ativa, outros)	100 a 350
Tubo de calor		60 a 80%	Recuperação de calor em UTA, fornos e secadores, aplicações com geradores termoeletrônicos (indústria automóvel)	-70 a 540°C	Água, mercúrio, amoníaco, pentano, acetona, metanol, heptano	Alumínio, cobre, aço inoxidável, PTFE, PCTFE, PVDF, PA, PP	n. def.

<sup>(1)</sup> kW de calor recuperado

Com as características de operação de cada tecnologia definidas, torna-se agora importante avaliar as vantagens e desvantagens da utilização de cada uma, análise essa que se faz na Tabela 2.4.

**Tabela 2.4** - Vantagens e desvantagens dos equipamentos para a recuperação de calor [7, 17, 31, 32]

Tecnologia	Vantagens	Inconvenientes
Bomba de calor	<ul style="list-style-type: none"> <li>Alta eficiência (acima de 100%)</li> <li>Recuperação da “qualidade” do calor</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>A <i>performance</i> diminui à medida que aumenta a diferença de temperaturas (<i>lift</i>)</li> <li>Manutenção periódica</li> <li>A maior parte dos fluidos de trabalho têm impacto no aquecimento global</li> </ul>
Economizador	<ul style="list-style-type: none"> <li>Poupança de combustível</li> <li>A eficiência aumenta através da recuperação do calor latente do vapor de água presente nos gases de exaustão</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>O material do economizador deve ser selecionado para evitar corrosão</li> </ul>
Ciclo Rankine Orgânico	<ul style="list-style-type: none"> <li>Possibilidade de operação a temperaturas mais baixas que o ciclo de Rankine clássico</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Os fluidos de trabalho devem ser escolhidos e manuseados com cuidado</li> </ul>
Ciclo Kalina	<ul style="list-style-type: none"> <li>Possibilidade de operação a temperaturas mais baixas que o ciclo de Rankine clássico</li> <li>Melhor eficiência que o CRO</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Pressões nominais mais elevadas do que o CRO</li> <li>Cuidados a ter no manuseamento do amoníaco</li> </ul>
Gerador Termoelétrico	<ul style="list-style-type: none"> <li>Conversão direta de calor em eletricidade</li> <li>Equipamentos sem partes móveis, logo não existe a necessidade de manutenção</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Custo extremamente elevado (milhares de € por kW)</li> <li>Só com um diferencial elevado de temperaturas se atingem rendimentos competitivos com outras tecnologias</li> <li>Baixa eficiência</li> </ul>
Gerador Piezoelétrico	<ul style="list-style-type: none"> <li>Conversão direta de calor em eletricidade</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Custo extremamente elevado (milhões de € por kW)</li> <li>Baixa eficiência</li> </ul>
Queimadores	<ul style="list-style-type: none"> <li>Poupança de combustível</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>A condensação de ácidos deve ser evitada para não danificar o equipamento</li> <li>Difícil limpeza</li> </ul>
Roda térmica	<ul style="list-style-type: none"> <li>Fácil limpeza</li> <li>Possibilidade de recuperação de calor latente (humidade)</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Contaminação entre os dois fluxos (&lt;1%)</li> <li>Aplicável apenas em casos em que a diferença de temperatura entre os dois fluxos seja baixa</li> </ul>
Tubo de calor	<ul style="list-style-type: none"> <li>Alta condutibilidade térmica (100 vezes maior que a do cobre)</li> <li>Manutenção reduzida</li> <li>Contaminação inexistente</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Cuidado necessário na compatibilidade dos materiais dos tubos e fluidos de trabalho</li> </ul>

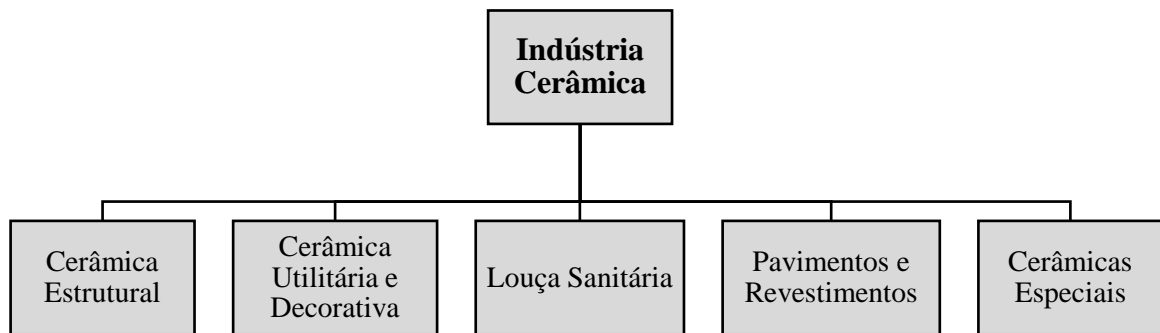


### 3 Caso de estudo

#### 3.1 Indústria Cerâmica em Portugal

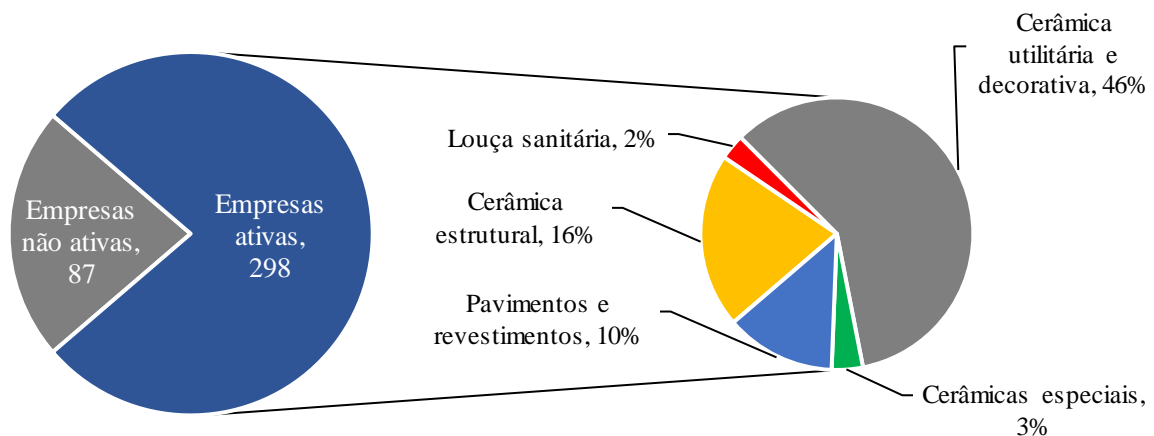
A indústria cerâmica em Portugal tem importância enquanto setor de atividade, representando 0,5% do PIB nacional, em 2015, aliada a uma história e tradição que derivam das características únicas (qualidade e *design*) dos seus produtos.

Esta encontra-se dividida em vários subsectores, os quais se apresentam esquematizados na Figura 3.1, sendo que o subsector com maior volume de negócios é o dos Pavimentos e Revestimentos, seguido da Cerâmica Utilitária e Decorativa, Cerâmica Estrutural e Cerâmicas Especiais [33].



**Figura 3.1** - Esquema relativo à organização da indústria cerâmica por subsectores.

Ainda que grande parte das empresas deste setor estivessem em laboração no ano de 2011 (aproximadamente 77%), algumas encontravam-se inativas apresentando-se na Figura 3.2 a repartição de empresas por estado de atividade e consequente desagregação por subsector [34].



**Figura 3.2** - Repartição das empresas do setor por estado de atividade e desagregação por subsector [34].

Na Tabela 3.1 apresentam-se alguns produtos produzidos por subsetor desta indústria, assim como a notação da classe de atividade económica (NACE), adotada pelos países da Comunidade Europeia.

**Tabela 3.1** - Tipos de produtos manufaturados por subsetor da indústria cerâmica e respetiva classificação NACE [33]

Subsetor	Notação	Tipo de Produtos
<b>Cerâmica Estrutural</b>	NACE: 2332 HS: [6901;6906]	Telhas de telhas, tijolos, abobadilhas, produtos de grés para a construção e pavimentos rústicos.
<b>Cerâmica de Pavimentos e Revestimentos</b>	NACE: 2331 HS: [6907-6908]	Azulejos, ladrilhos, mosaicos e placas cerâmicas.
<b>Cerâmica de Louça Sanitária</b>	NACE: 2342 HS: 6910	Louça sanitária em porcelana, grés fino e grés, incluindo bacias, bidés, lavatórios, lavatórios de embutir, tanques, colunas, bases de chuveiro e outros.
<b>Cerâmica Utilitária e Decorativa</b>	NACE: 2341 HS: [6911-6914]	Louça de mesa, de cozinha e de decoração, em porcelana, faiança, grés e terracota.
<b>Cerâmicas Especiais</b>	NACE: [2320; 2343-2349] HS: 6909	Isoladores elétricos, produtos refratários e outros

Segundo o Barómetro da Competitividade (2012), os custos de energia apresentam uma contribuição percentual de 87% nos constrangimentos à atividade das empresas sendo, portanto, o maior constrangimento da lista elaborada neste mesmo relatório, como se vê na Figura 3.3.



**Figura 3.3** - Constrangimentos à atividade das empresas da indústria cerâmica (2012) [35].

Em termos relativos, os custos associados ao consumo de energia representam cerca de 25% dos custos totais das empresas deste setor. Neste contexto, torna-se imperativo que as empresas deste setor minimizem os seus consumos energéticos para se tornarem mais eficientes e competitivas no mercado não só nacional, mas também internacional, já que esta é uma indústria com um grande peso nas exportações. A título de exemplo, refira-se que em 2014 o volume de exportações foi de 64% [33].

### 3.2 Unidade industrial

Com a introdução à indústria cerâmica feita no subcapítulo 3.1, passa-se agora à caracterização e exposição do caso de estudo abordado, que se faz nos subcapítulos 3.2.1 e 3.2.2.

É importante apontar que parte da informação que se mostra neste e nos capítulos seguintes provém de um relatório com dados relativos a auditorias energéticas que foram realizadas pelo ISQ à empresa em causa, em 2014 e 2015.

Esta auditoria teve como foco as várias unidades fabris da empresa, sendo que no interesse desta dissertação apenas se fez uso dos dados afetos à unidade fabril onde os equipamentos consumidores de energia térmica (forno e secador) se situam. Os dados utilizados são respeitantes a valores de caudal, temperatura, concentração de poluentes, número de horas de funcionamento dos equipamentos, consumos de energia e outras especificidades técnicas.

#### 3.2.1 Caracterização

A empresa deste caso de estudo centra a sua atividade na produção e comércio de telhas e acessórios para revestimento de coberturas e fachadas. Tem uma capacidade de produção anual de 57 milhões de unidades, sendo um dos líderes de mercado em Portugal e com presença em mais de 30 países.

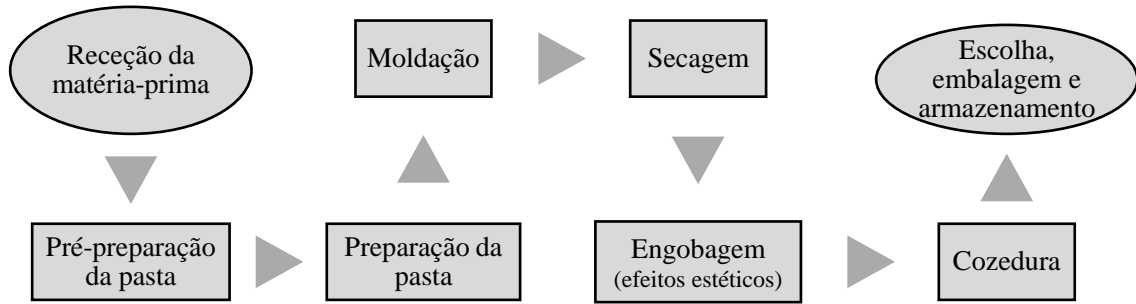
Alguns dos modelos de telhas produzidos nesta empresa são visíveis na Figura 3.4 e que são produzidos na fábrica que será alvo de análise mais à frente, já que aloca dois equipamentos consumidores de grandes quantidades de energia térmica (secador e forno).



**Figura 3.4** - Exemplo de alguns modelos de telha produzidos na unidade industrial.

#### 3.2.2 Processo produtivo

Antes de se proceder à avaliação do potencial de recuperação de calor, é necessário compreender o processo produtivo associado e, ainda mais importante, os processos que consomem energia térmica (calor). Deste modo, resumem-se na Figura 3.5 as etapas de produção associadas à produção de telhas e acessórios [36].



**Figura 3.5** - Processo produtivo no fabrico de telhas e acessórios [36].

Do ciclo produtivo conseguem-se identificar dois processos que consomem energia térmica, sendo eles a secagem e a cozedura, que se apresentam seguidamente em mais detalhe.

Apesar de nesta instalação não existir, a atomização é também um processo consumidor de energia térmica que existe na indústria cerâmica e, como tal, deve ser aqui referido.

### Secagem

O processo de dar forma às cerâmicas (moldação) pode ser facilitado com a adição de água, que melhora a maleabilidade destas. No entanto, antes da cozedura, é necessário remover a humidade desses produtos de forma a que a cozedura se efetue com maior eficiência [36].

Para tal, utiliza-se um secador que reduz o teor de água das cerâmicas, de cerca de 16% para 2% em massa, através da circulação de ar quente neste equipamento. O secador instalado é do tipo túnel semi-contínuo – ver Figura 3.6 –, e o ar quente é aquecido por um queimador de gás natural, sendo que os produtos à saída deste se designam por “produtos secos”.

Este secador tem 129 metros de comprimento, 8,31 metros de largura e 4,35 metros de altura.



**Figura 3.6** - Secador do tipo túnel semi-contínuo presente na Fábrica IV [37].

Depois de passarem pelo secador, os produtos secos são encaminhados para um túnel de espera, onde aguardam até que haja disponibilidade no forno para serem transferidos. Neste túnel existe a recirculação de ar vindo do forno para manter a humidade destes produtos controlada.



### Cozedura

A cozedura é a etapa que sucede à engobagem (aplicação de efeitos estéticos), que tem como objetivo conferir a estes as propriedades físicas e químicas desejadas. Para tal, e sabendo que as cerâmicas em causa são cerâmicas estruturais (telhas), é necessário aquecer os produtos secos a temperaturas entre 800 e 900°C [36]. Na Figura 3.7 apresenta-se o forno que se encontra em funcionamento na Fábrica IV, tendo este 100 metros de comprimento, 5,82 metros de largura e 1,65 metros de altura.



**Figura 3.7** - Forno do tipo túnel contínuo presente na Fábrica IV [37].

O forno presente na unidade é do tipo túnel contínuo, cujo funcionamento pode apresentar várias cadências, desde 0,8 (mínima) até 1,7 vagões por hora (máxima). As cadências mais baixas aplicam-se a dias onde se faz manutenção a equipamento ou feriados, por exemplo.

Na Tabela 3.2 encontram-se discriminadas as cadências possíveis de operação do forno e as respetivas percentagens de tempo de funcionamento entre os dias 1 de Fevereiro e 9 de Março de 2015. A variação de cadência de funcionamento do forno significa que o consumo de gás natural e, consequentemente, o caudal de gases de exaustão vai variar no tempo.

**Tabela 3.2** - Cadências possíveis de operação do forno túnel

Designação da cadência	Funcionamento do forno			Caudal de gases de exaustão [kg/s] <sup>[5]</sup>	Percentagem de tempo de funcionamento
	Cadência mínima [min]	Nº vagões/h	Nº vagões/dia		
420	35	1,7	41,1	13,1	15%
450	37,5	1,6	38,4	12,4	53%
480	40	1,5	36	11,8	21%
508	42,3	1,4	34	11,7	5%
540	45	1,3	32	10,2	0%
576	48	1,25	30	9,6	3%
617	51,4	1,2	28	9,8	1%
720	60	1	24	8,9	2%
864	72	0,8	20	-	0%

Na Figura 3.8 apresenta-se um esquema da instalação em análise, vendo-se a disposição dos fluxos de ar e gases de exaustão e a interligação entre os vários equipamentos presentes na mesma instalação:

- os queimadores de gás natural, que aquecem os vários fluxos de ar até à temperatura que, por necessidade do processo, o ar tem de entrar no secador e forno;
- os ventiladores, que fazem a circulação dos fluxos de gases da instalação, seja ar ou gases de exaustão;

De referir que, no âmbito deste estudo, identifica-se o fluxo de gases de exaustão do forno (31) como a fonte de calor residual sob a qual se baseará a recuperação de calor, algo que será referido em detalhe no capítulo seguinte.

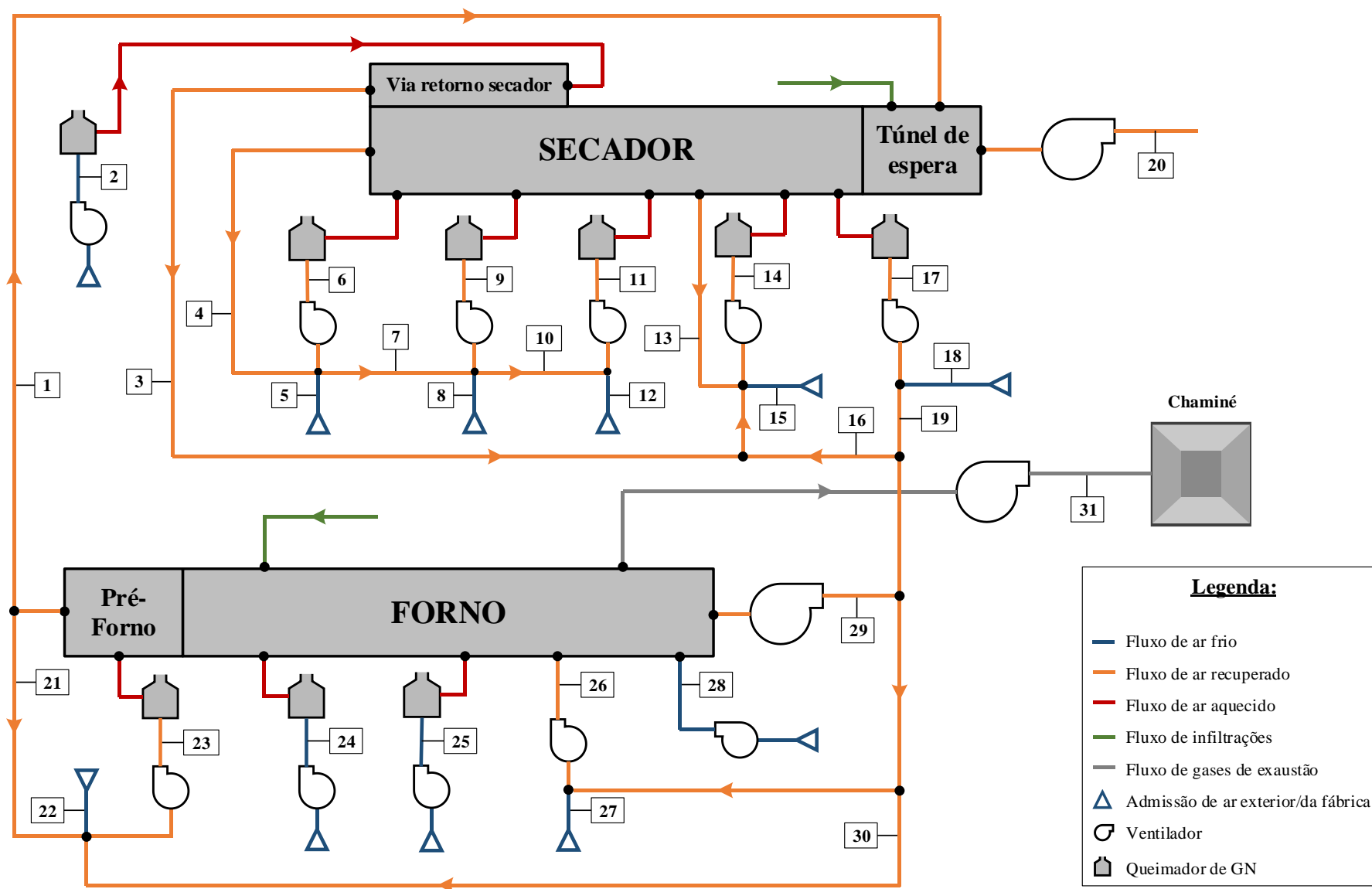


Figura 3.8 - Esquema do circuito térmico dos equipamentos da Fábrica IV.

Da auditoria foi possível obter, com a utilização de equipamento de medição adequado, o caudal mássico e a temperatura de alguns pontos da instalação devidamente identificados na Figura 3.8, dados esse que se apresentam na Tabela 3.3.

**Tabela 3.3** - Caudal mássico e temperatura de vários pontos da instalação

Fluxo	Caudal mássico [kg/s]	Temperatura [°C]	Fluxo	Caudal mássico [kg/s]	Temperatura [°C]
1	8,75	101	17	6,01	25
2	3,62	25	18	6,01	25
3	3,69	53,8	19	0	-
4	18,3	35,5	20	11,65	41
5	0	-	21	1,03	101
6	5,03	35,5	22	4,56	25
7	13,27	35,5	23	9,78	119
8	5,42	25	24	0,59	26
9	12,29	31	25	1,96	26
10	6,4	35,5	26	0,5	187,5
11	8,66	33	27	-	-
12	2,62	25	28	0,92	25
13	1,92	56	29	-	248
14	21,62	40	30	4,19	231
15	15,17	25	31	12,74	185
16	0,84	215,1			

### 3.2.3 Consumos energéticos

A auditoria levada a cabo pelo ISQ permitiu obter os consumos energéticos associados a esta unidade fabril e, em particular, dos equipamentos que produzem energia térmica, consumindo para o efeito gás natural nos queimadores.

Os consumos de gás natural são contabilizados em volume ( $\text{m}^3$ ), sendo necessário converter estes valores para efetuar os cálculos de energia consumida (MJ) e emissões libertadas ( $\text{kgCO}_2$ ). Serão assumidos os seguintes pressupostos [16]:

- a massa volúmica do gás natural como sendo  $0,8404 \text{ kg/m}^3$ ;
- o poder calorífico inferior (PCI) do gás natural como sendo  $45,1 \text{ MJ/kg}$ ;
- o fator de conversão de toneladas de gás natural (ton) para toneladas equivalentes de petróleo (tep) é  $1,077 \text{ tep/ton}$ ;
- o fator de emissão, para o gás natural, é  $2.683,7 \text{ kgCO}_2/\text{tep}$ .

Os consumos anuais de gás natural para ambos os equipamentos são relativos ao ano 2014 – ver Tabela 3.4 e Tabela 3.5 –, notando ainda que o preço médio considerado reflete os valores aplicados ao ano 2015 ( $0,4332 \text{ €/m}^3$ ).

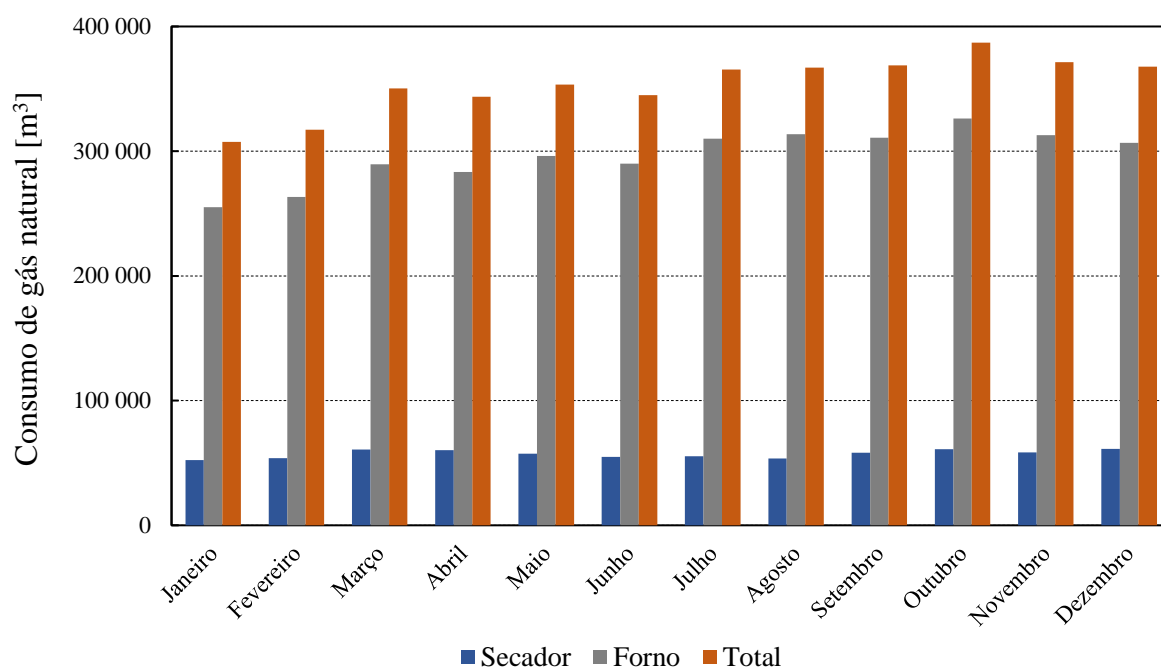
**Tabela 3.4** - Consumos mensais de gás natural e energia do **secador** e respetivas emissões e custos (2014)

Mês	Consumo de gás natural			Energia final		Emissões [kgCO <sub>2</sub> eq]	Custo [€]
	[m <sup>3</sup> ]	[ton]	[tep]	[MJ]	[MWh]		
Janeiro	52.271	43,9	47,3	1.981.178	550	126.969	22.643,80
Fevereiro	53.929	45,3	48,8	2.044.019	568	130.996	23.362,04
Março	60.742	51,0	55,0	2.302.246	640	147.545	26.313,43
Abril	60.329	50,7	54,6	2.286.592	635	146.542	26.134,52
Maio	57.382	48,2	51,9	2.174.895	604	139.384	24.857,88
Junho	54.901	46,1	49,7	2.080.860	578	133.357	23.783,11
Julho	55.406	46,6	50,1	2.100.000	583	134.584	24.001,88
Agosto	53.516	45,0	48,4	2.028.366	563	129.993	23.183,13
Setembro	58.126	48,8	52,6	2.203.094	612	141.191	25.180,18
Outubro	60.992	51,3	55,2	2.311.721	642	148.152	26.421,73
Novembro	58.519	49,2	53,0	2.217.989	616	142.145	25.350,43
Dezembro	61.316	51,5	55,5	2.324.001	646	148.939	26.562,09
<b>Total</b>	687.429	578	622,2	26.054.961	7.237	1.669.797	297.794,24

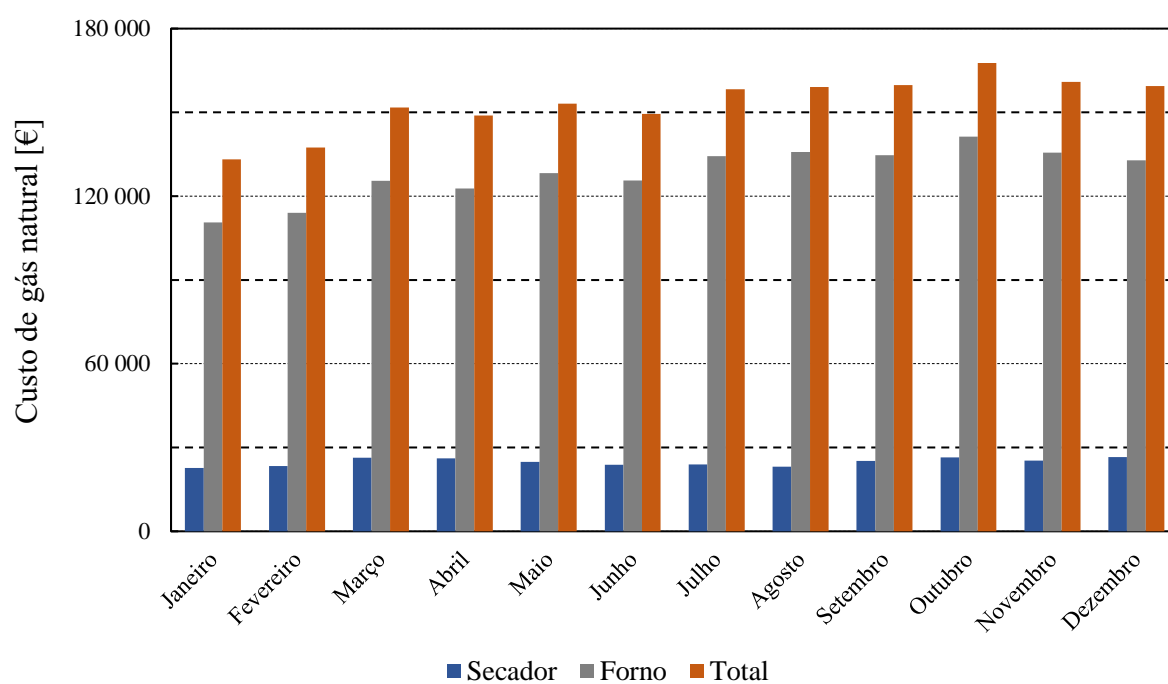
**Tabela 3.5** - Consumos mensais de gás natural e energia do **forno** e respetivas emissões e custos (2014)

Mês	Consumo de gás natural			Energia final		Emissões [kgCO <sub>2</sub> eq]	Custo [€]
	[m <sup>3</sup> ]	[ton]	[tep]	[MJ]	[MWh]		
Janeiro	255.205	214,5	231,0	9.672.790	2.687	619.905	110.554,81
Fevereiro	263.298	221,3	238,3	9.979.531	2.772	639.563	114.060,69
Março	289.574	243,4	262,1	10.975.445	3.049	703.389	125.443,46
Abril	283.245	238,0	256,4	10.735.563	2.982	688.015	122.701,73
Maio	296.097	248,8	268,0	11.222.680	3.117	719.233	128.269,22
Junho	290.013	243,7	262,5	10.992.084	3.053	704.455	125.633,63
Julho	310.003	260,5	280,6	11.749.746	3.264	753.012	134.293,30
Agosto	313.622	263,6	283,9	11.886.914	3.302	761.802	135.861,05
Setembro	310.769	261,2	281,3	11.778.779	3.272	754.872	134.625,13
Outubro	326.162	274,1	295,2	12.362.205	3.434	792.262	141.293,38
Novembro	312.936	263,0	283,2	11.860.913	3.295	760.136	135.563,88
Dezembro	306.579	257,6	277,5	11.619.970	3.228	744.694	132.810,02
<b>Total</b>	3.557.503	2.990	3.219,9	134.836.621	37.455	8.641.338	1.541.110,30

O custo específico é de cerca de 41,15 €/MWh. Sob a forma gráfica, apresentam-se na Figura 3.9 e Figura 3.10 os consumos e custos mensais de gás natural para o forno, secador e total da fábrica IV. Como se vê, o forno é responsável pela maior parte do consumo e custos da fábrica IV (cerca de 84%).



**Figura 3.9** - Consumos mensais de gás natural do forno, secador e total da Fábrica IV (2014).



**Figura 3.10** - Custos mensais de gás natural do forno, secador e total da Fábrica IV (2014).

## 4 Integração energética

Neste capítulo far-se-á uso da análise do ponto de estrangulamento (PE) [38] para calcular a potência térmica de recuperação de calor dos gases de exaustão do forno para o pré-aquecimento dos fluxos de ar que entram no secador e no forno.

Esta análise tem uma elevada aplicabilidade em instalações industriais já que permite fazer uma primeira abordagem à recuperação de calor e ao potencial de integração [38].

### 4.1 Análise dos fluxos

Numa primeira instância, é necessário dividir os fluxos do circuito em fluxos frios e quentes. Os fluxos frios têm uma temperatura inicial inferior à temperatura objetivo e a sua temperatura terá tendência a subir até encontrar equilíbrio, sendo que os fluxos quentes têm a sua temperatura inicial acima de um objetivo pelo que tenderá a descer. Esta divisão é apresentada na Tabela 4.6, assim como os parâmetros necessários nesta análise:

- As temperaturas inicial e objetivo dos fluxos, isto é, a temperatura de entrada no circuito e a temperatura que, por requisito do processo em causa, se pretende atingir à entrada dos equipamentos respetivos;
- O caudal mássico de cada fluxo;
- A capacidade calorífica do fluxo, isto é, o equivalente ao produto entre o caudal mássico e o calor específico.

As temperaturas e caudais dos fluxos frios são conhecidos por medições levadas a cabo na auditoria, mas também pelos mostradores existentes nos equipamentos.

Para o caso dos gases de exaustão, só se conhece a temperatura a que eles saem do forno não havendo, portanto, uma temperatura objetivo. Nesse sentido, avaliar-se-ão vários cenários de recuperação de calor, isto é, para uma determinada temperatura objetivo calcular-se-á a potência térmica passível de ser transferida pelos gases de exaustão.

Uma questão importante a abordar é a formação de ácidos potencialmente corrosivos aquando da redução de temperatura dos gases de exaustão, ácidos esses que se formam quando se atinge o ponto de orvalho dos mesmos [11]. Tal como descrito no subcapítulo 3.2, a auditoria permitiu obter a concentração de poluentes nos gases de exaustão às condições normais (1atm e 273,15K), através de equipamento adequado e que se apresenta na Tabela 4.1.

**Tabela 4.1** - Concentração de poluentes (às condições normais) nos gases de exaustão

Poluente	Partículas	Dióxido de enxofre	Dióxido de azoto	Monóxido de carbono	Compostos inorgânicos fluorados	Compostos inorgânicos clorados
$C_N$ [mg/Nm <sup>3</sup> ]	< 4,8	18,8	16,8	10,0	0,7	< 1,0

Estes poluentes, em contacto com vapor de água, podem formar ácidos corrosivos que danificam a instalação e mesmo os permutadores de calor, quando condensam. Consequentemente, a condensação dos ácidos presentes nos gases de exaustão deve ser evitada. Sendo assim, as temperaturas de condensação de cada ácido têm de ser calculadas.

Uma forma de calcular as temperaturas de condensação é através da expressão (4.1), que foi obtida através de correlações a partir dos dados do equilíbrio entre líquido e vapor [11]:

$$T_{orv} = \frac{1000}{A + B \cdot \ln(P_{H_2O}) + C \cdot \ln(P_{composto}) + D \cdot \ln(P_{H_2O}) \cdot \ln(P_{composto})} \quad (4.1)$$

Na expressão anterior a temperatura de orvalho vem expressa em Kelvin (K) e as pressões parciais do vapor de água e do composto respetivo, em milímetros de mercúrio (mmHg). As constantes  $A$  a  $D$  variam consoante o ácido em questão, apresentando-se na Tabela 4.2 os valores numéricos destas constantes para os ácidos que se formam a partir dos poluentes apresentados na Tabela 4.1.

**Tabela 4.2** - Valores das constantes associadas à expressão (4.1) para cada ácido [11]

Ácido	A	B	C	D
Sulfúrico	2,276	-0,02943	-0,0858	0,0062
Sulfuroso	3,9526	-0,1863	0,000867	0,000913
Nítrico	3,6614	-0,1466	-0,0827	0,00756
Clorídrico	3,7368	-0,1591	-0,0326	0,00269
Fluorídrico	2,8723	-0,0386	-0,0686	0,00099

Para saber se a mistura pode ser considerada como um gás ideal ( $Z \approx 1$ ), é necessário calcular os parâmetros que refletem a pressão reduzida,  $P_R$  e a temperatura reduzida,  $T_R$ , dos compostos presentes na mistura, que se expressam respetivamente por [39]:

$$(P_R)_{composto} = \frac{P_{parcial}}{P_{critica}} \quad (4.2)$$

$$(T_R)_{composto} = \frac{(T + 273,15)}{T_{critica}} \quad (4.3)$$

em que  $P_{parcial}$  e  $P_{critica}$  são as pressões parcial e crítica (do composto) e  $T$  e  $T_{critica}$  as temperaturas real e crítica (do composto).

Como as pressões parciais são desconhecidas *a priori* partir-se-á do pressuposto que, no caso limite, a pressão parcial de cada composto será igual à pressão total da mistura (que é conhecida da auditoria e toma o valor de 100 kPa). Desta maneira, obter-se-ão valores de pressão reduzidas superiores aos valores reais, isto porque a pressão total da mistura resulta da soma de todas as pressões parciais de cada composto.

Na Tabela 4.3 apresentam-se os valores de  $P_R$  e  $T_R$ , assim como os valores de pressão e temperaturas críticas para os compostos mais relevantes desta análise, retirados de tabelas da literatura [39]. A temperatura dos compostos, sendo uma propriedade intensiva, é constante, cujo valor foi medido aquando da auditoria e toma o valor de 185°C (458,15K).

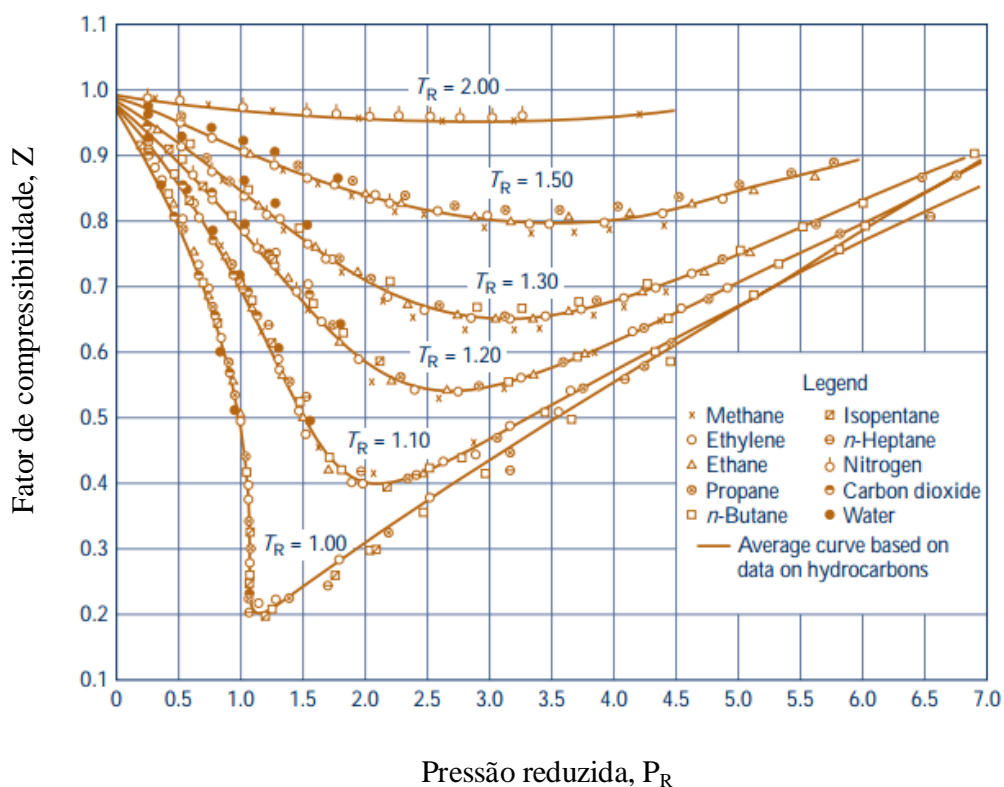


**Tabela 4.3** – Valores numéricos das variáveis necessárias à determinação do fator de compressibilidade [39]

Composto	$P_{crítica}$ [kPa]	$P_R$	$T_{crítica}$ [K]	$T_R$
Monóxido de carbono	3.500	0,0286	133	3,44
Dióxido de carbono	7.390	0,0135	304	1,51
Azoto	3.390	0,0295	126	3,64
Oxigénio	5.050	0,0198	154	2,98
Dióxido de enxofre	7.870	0,0127	431	1,06
Água	22.090	0,0045	647,3	0,71

Analisando a Tabela 4.3 e atentando na Figura 4.1 - que mostra a variação do fator de compressibilidade,  $Z$ , com a pressão e temperatura reduzidas -, constata-se que para o caso da água, dióxido de carbono e azoto (presentes na figura) o fator de compressibilidade aproxima-se da unidade, devido aos baixos valores de  $P_R$ .

Reconhecendo ainda que se utilizou a pressão total da mistura para o cálculo desta variável em detrimento das pressões parciais individuais, o valor de pressão reduzida está majorado, com efeito. Admitindo que os restantes compostos apresentam curvas semelhantes às curvas apresentadas na mesma figura, afirmar que a mistura de gases tem comportamento de gás perfeito é uma boa aproximação.

**Figura 4.1** - Fator de compressibilidade em função da pressão e temperatura reduzidas para vários gases (adaptado de [39]).

As pressões parciais dos compostos são obtidas através das equações governantes das misturas gasosas, pelos seguintes passos:

1. Conversão das concentrações dos compostos ( $\text{mg}/\text{Nm}^3$ ) das condições normais,  $C_N$  ( $P_N = 101.325 \text{ Pa}$  e  $T_N = 293,15 \text{ K}$ ) para condições reais,  $C_R$  ( $P_{total} = 100.000 \text{ Pa}$  e  $T = 458,15 \text{ K}$ ), pela equação dos gases perfeitos. Sabendo que o número de moles de gases,  $n_{gases}$ , é constante:

$$P \cdot V = n \cdot \bar{R} \cdot T \quad \therefore \quad n_{gases} = cte = \frac{P_N \cdot V_N}{T_N \cdot \bar{R}} = \frac{P_{total} \cdot V_R}{T \cdot \bar{R}} \quad \therefore \quad (V_R)_{gases} = \frac{P_N \cdot T}{P_{total} \cdot T_N} \cdot (V_N)_{gases} \quad (4.4)$$

Reescrevendo a equação (4.4) em termos de concentração (massa de composto,  $m_{composto}$ , por volume de mistura), a expressão anterior passa a:

$$C_N = \frac{m_{composto}}{(V_N)_{gases}} \quad \therefore \quad C_R = \frac{m_{composto}}{(V_R)_{gases}} = \frac{1}{\frac{P_N \cdot T}{P_{total} \cdot T_N}} \cdot \frac{m_{composto}}{(V_N)_{gases}} = \frac{P_{total} \cdot T_N}{P_N \cdot T} \cdot C_N \quad (4.5)$$

$\therefore$

$$C_R = \frac{100000 \cdot 293,15}{101325 \cdot 458,15} \cdot C_N = 0,631 \cdot C_N \quad (4.6)$$

2. Cálculo do número de moles de composto,  $n_{composto}$  (através da massa e da massa molar de composto,  $M_{composto}$ ), por volume de mistura,  $(V_R)_{gases}$ :

$$\frac{n_{composto}}{(V_R)_{gases}} = \frac{\frac{m_{composto}}{M_{composto}} \cdot 10^3}{(V_R)_{gases}} = \frac{C_R \cdot 10^{-3}}{M_{composto}} \quad (4.7)$$

3. Cálculo do volume de composto,  $V_{composto}$ , por unidade de volume de mistura, isto é, a concentração em partes por milhão em volume,  $C_{ppmv}$ :

$$n_{composto} = \frac{P_{total} \cdot V_{composto}}{\bar{R} \cdot T} \quad \therefore \quad C_{ppmv} = \frac{V_{composto}}{(V_R)_{gases}} \cdot 10^6 \quad (4.8)$$

Agrupando as equações (4.7) e (4.8), vem:

$$C_{ppmv} = \frac{n_{composto}}{(V_R)_{gases}} \cdot \frac{\bar{R} \cdot T}{P_{total}} \cdot 10^6 = \frac{C_R}{M_{composto}} \cdot \frac{\bar{R} \cdot T}{P_{total}} \cdot 10^3 \quad (4.9)$$

4. Cálculo das pressões parciais dos compostos em Pascal,  $P_{parcial}$ , pelas leis de Gibbs-Dalton e Amagat:

$$\frac{P_{parcial}}{P_{total}} = \frac{V_{composto}}{(V_R)_{gases}} = \frac{C_{ppmv}}{10^6} \quad \therefore \quad P_{parcial} = C_{ppmv} \cdot 10^{-6} \cdot P_{total} \quad (4.10)$$

5. Conversão das pressões parciais dos compostos de Pascal para milímetros de mercúrio,  $P_{composto}$ :

$$P_{composto} = \frac{P_{parcial}}{\rho_{Hg} \cdot g} \cdot 1000 \quad (4.11)$$

A massa volúmica de mercúrio é expressa pela variável  $\rho_{Hg}$  e a aceleração da gravidade por  $g$ .

A pressão parcial do vapor de água,  $P_{H_2O}$ , foi calculada recorrendo à expressão (4.10), conhecendo (da auditoria) a fração volúmica do vapor (4,5%), resultando a pressão parcial em:

$$\frac{P_{H_2O}}{P_{total}} = 0,045 \quad \therefore \quad P_{H_2O} = 0,045 \cdot 100.000 = 4.500 \text{ Pa} = 33,73 \text{ mmHg}$$

Na Tabela 4.4 apresentam-se os parâmetros para o cálculo das temperaturas de orvalho, por composto químico e as respetivas temperaturas de orvalho. Embora não tenha sido medida a sua concentração na mistura, o trióxido de enxofre ( $SO_3$ ) pode formar-se a partir do dióxido de enxofre ( $SO_2$ ), desde que a combustão ocorra com excesso de ar. Dados experimentais [13] apontam para que entre 1 e 5% de  $SO_2$  se converta em  $SO_3$ , sendo que se assumirá uma conversão limite de 5%.

**Tabela 4.4** - Cálculo das temperaturas de orvalho dos diferentes ácidos formados para as condições de operação

Composto	Designação	Dióxido de enxofre	Trióxido de enxofre	Dióxido de azoto	Cloreto de hidrogénio	Fluoreto de hidrogénio
	Fórmula química	$SO_2$	$SO_3^{(1)}$	$NO_2$	HCl	HF
$C_N$ [mg/Nm <sup>3</sup> ]		18,8	-	16,8	< 1,0	0,7
$M_{composto}$ [g/mol]		64,066	80,066	46,0055	< 36,46	20,01
$C_R$ [mg/m <sup>3</sup> ]		11,28	0,59	10,61	< 0,63	0,44
$C_{ppmv}$ [ppmv]		6,71	0,28	8,78	< 0,66	0,84
$P_{parcial}$ [Pa]		0,671	0,028	0,878	< 0,066	0,084
$P_{composto}$ [mmHg]		0,0050	0,0002	0,0066	< 0,0005	0,0006
Ácido formado	Designação	Sulfuroso	Sulfúrico	Nítrico	Clorídrico	Fluorídrico
	Fórmula química	$H_2SO_3$	$H_2SO_4$	$HNO_3$	HCl	HF
	$T_{orv}$ [K]	305,3	368,5	291,6	< 298,2	310,9
	$T_{orv}$ [°C]	32,1	<b>95,3</b>	18,4	< 25,1	37,8

Tirando o ácido sulfúrico, nenhum ácido condensa acima de 40°C, nem mesmo o vapor de água que, às condições de pressão parcial a que se encontra, só condensa por volta dos 31°C.

O ácido sulfúrico, por outro lado, é o ácido com o ponto de orvalho mais alto (95°C, assinalado na tabela) o que significa que a temperatura de saída dos gases de exaustão após recuperação de calor tem de ser superior a 95°C, caso contrário poderá haver condensação provocando a corrosão dos materiais.

Sabendo que existem perdas térmicas entre a saída dos gases e a exaustão (chaminé) – mais acentuadas em dias frios (Inverno) – assumiu-se como objetivo uma temperatura de saída de 110°C, já que a temperatura dos gases vai diminuindo a sua temperatura até passar pela chaminé.

Optou-se por fazer a avaliação a vários cenários de temperatura objetivo dos gases de exaustão para analisar o potencial de recuperação de calor (ver Tabela 4.5), aplicando-se um balanço de energia - derivado da 1ª Lei da Termodinâmica - a um sistema aberto para um volume de controlo (VC) que englobasse um permutador de calor hipotético, o qual se escreve, genericamente:

$$\frac{dE_{VC}}{dt} = \dot{Q}_{VC} + \dot{W}_{VC} + \sum_{ent} \dot{m}_{ent} \left( h_{ent} + \frac{u_{ent}^2}{2} + gz_{ent} \right) - \sum_{sai} \dot{m}_{sai} \left( h_{sai} + \frac{u_{sai}^2}{2} + gz_{sai} \right) \quad (4.12)$$

Em regime estacionário ( $\frac{dE_{VC}}{dt} = 0$ ), resulta:

$$\dot{Q}_{VC} + \dot{W}_{VC} = \Delta H + \Delta E_c + \Delta E_p \quad (4.13)$$

Desprezando as variações de energia cinética,  $\Delta E_c$ , e energia potencial,  $\Delta E_p$ , e atendendo à definição de entalpia para gases perfeitos ( $\partial h = c_p \cdot \partial T$ ), a equação (4.13) reescreve-se:

$$\dot{Q}_{VC} = \Delta H = \dot{m} \cdot \Delta h = \dot{m} \cdot \bar{c}_p \cdot \Delta T \quad (4.14)$$

O termo relativo à potência mecânica,  $\dot{W}_{VC}$ , desaparece já que não existe transferência de trabalho mecânico num permutador de calor. Neste caso particular, a expressão (4.14) reescreve-se com novos índices:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{gases} \cdot \bar{c}_{p_{gases}} \cdot (T - T_{objetivo})_{gases} \quad (4.15)$$

Existindo um pré-aquecimento dos fluxos de ar antes dos queimadores, estes vão ter um decréscimo no consumo de gás natural e, mantendo o excesso de ar de alimentação aos mesmos, o caudal de gases de exaustão do forno diminuirá, igualmente.

Sendo assim, é necessário calcular qual o caudal de gases de exaustão que circulará em regime permanente,  $(\dot{m}_{gases})_{RP}$ , isto é, quando se atingir um equilíbrio entre a potência disponível nos gases e a potência fornecida pelos queimadores. No Anexo A apresentam-se os cálculos detalhados para ambos os modos de funcionamento da instalação, visto que as condições são diferentes. Ainda assim, os valores de caudal mássico de gases em regime permanente para o modo 1 e 2 são, respetivamente:

$$\begin{aligned} (\dot{m}_{gases})_{RP} \Big|_{modo\ 1} &= 9,12\ kg/s \\ (\dot{m}_{gases})_{RP} \Big|_{modo\ 2} &= 12,42\ kg/s \end{aligned}$$

A temperatura de saída é conhecida (185°C) e o calor específico médio dos gases foi possível obter dos dados da auditoria (valores de potência térmica, caudal mássico e diferença de temperaturas), apresentando o valor de  $\bar{c}_{p_{gases}} = 1,360\ kJ/kg \cdot K$ . Com estes valores, foi possível estabelecer cenários de potência térmica recuperada dos gases de exaustão com base em vários valores de temperatura objetivo,  $T_{objetivo}$ , que se apresentam na Tabela 4.5.

**Tabela 4.5** - Cenários de recuperação de calor em função da temperatura objetivo dos gases de exaustão do forno e do modo de funcionamento

$T_{objetivo}$ [°C]	185	150	125	110
$\dot{Q}_{modo\ 1}$ [kW]	0	434	744	930
$\dot{Q}_{modo\ 2}$ [kW]	0	591	1.013	1.267

Sob a forma resumida, na Tabela 4.6, mostram-se os parâmetros necessários para a análise do ponto de estrangulamento desta instalação. De referir que os valores de calor específico a pressão constante do ar foram obtidos com recurso a tabelas [40], sendo que os valores apresentados se referem aos valores médios entre a temperatura inicial e objetivo.

A capacidade calorífica,  $C$ , e a potência térmica de necessidades associada a cada fluxo de ar frio,  $\dot{Q}_{nec}$ , foram calculados através das seguintes expressões, respetivamente:

$$C = \dot{m} \cdot \bar{c}_p \quad (4.16)$$

$$\dot{Q}_{nec} = C \cdot (T_{objetivo} - T_{inicial}) \quad (4.17)$$

**Tabela 4.6** - Parâmetros dos fluxos envolvidos no circuito térmico necessários para a análise do PE

Fluxo	Frio/Quente	$\dot{m}$ [kg/s]	$\bar{c}_p$ [kJ/(kg·K)]	$C$ [kW/°C]	$T_{inicial}$ [°C]	$T_{objetivo}$ [°C]	$\dot{Q}_{nec}$ [kW]
2	Frio	3,62	1,007	3,64	25	69	160
6	Frio	5,03	1,007	5,07	35,5	68	165
9	Frio	12,29	1,006	12,37	31	52	260
11	Frio	8,66	1,007	8,72	33	60	235
14	Frio	21,62	1,007	21,78	40	74	741
17	Frio	6,01	1,007	6,05	25	65	242
23	Frio	9,78	1,017	9,95	119	178	587
24	Frio	0,59	1,078	0,64	26	787	484
25	Frio	1,96	1,098	2,15	26	1050	2.204
31	Quente	9,12/12,42	1,360	12,40/16,89	185	110	-

O objetivo desta análise é minimizar o consumo de energia da instalação maximizando, por sua vez, o calor recuperado através das fontes quentes. Para isso, existem dois métodos para levar a cabo este procedimento:

- A representação gráfica das curvas compostas referentes aos fluxos frios e quente, isto é,  $T = f(\dot{Q}_{acum})$ , em que  $T$  representa a temperatura dos fluxos e  $\dot{Q}_{acum}$  a potência térmica de necessidades acumulada (detalhado no subcapítulo 4.2);
- Um algoritmo designado por cascata de calor (detalhado no subcapítulo 4.3).

Havendo dois modos de operação da instalação – um em que apenas o forno está em funcionamento (modo 1) e outro com ambos os equipamentos em funcionamento (modo 2) –, será necessária uma divisão entre estes dois modos para o cálculo da potência recuperada, que é feita nos subcapítulos seguintes.

## 4.2 Construção das curvas compostas

As curvas compostas são curvas que representam as necessidades de energia ( $\dot{Q}_{nec}$ ) de ambos os fluxos (frio e quente) para vários intervalos de temperaturas, isto é, para cada intervalo somam-se as capacidades caloríficas de todos os fluxos frios ou quentes [38].

A título exemplificativo refira-se o caso do segundo intervalo do modo 1 da Tabela 4.7, onde coexistem dois fluxos frios (24 e 25). Este intervalo é definido por:

- uma temperatura inicial de 26°C (temperatura inicial dos fluxos 24 e 25) e uma temperatura final de 119°C (temperatura inicial do fluxo 23). A temperatura final é esta já que a partir de 119°C a soma das capacidades caloríficas se altera;

- uma capacidade calorífica que é a soma das capacidades caloríficas dos dois fluxos (0,64 e 2,15 kW/°C, respetivamente, retiradas da Tabela 4.6), resultando numa capacidade calorífica total de 2,79 kW/°C;
- uma potência térmica associada que se obtém multiplicando a capacidade calorífica pela diferença de temperaturas (93°C), levando a uma necessidade de aquecimento de 259 kW.

Este método permite identificar rapidamente a potência térmica recuperada e as potências térmicas de aquecimento/arrefecimento exterior (a fornecer/retirar ao processo), no entanto, para identificar o ponto de estrangulamento é necessário algum trabalho de cálculo e manipulação gráfica.

Havendo apenas um fluxo quente (31), é explicado seguidamente o processo de cálculo para a obtenção das curvas compostas dos fluxos frios para o modo 1 e o modo 2, na Tabela 4.7. As potências térmicas envolvidas em cada intervalo de temperaturas genérico  $z$  são calculadas por:

$$(\dot{Q}_{intervalo})_z = \left( \sum C_{ff} \right)_z \cdot (T_{final} - T_{inicial})_z \quad (4.18)$$

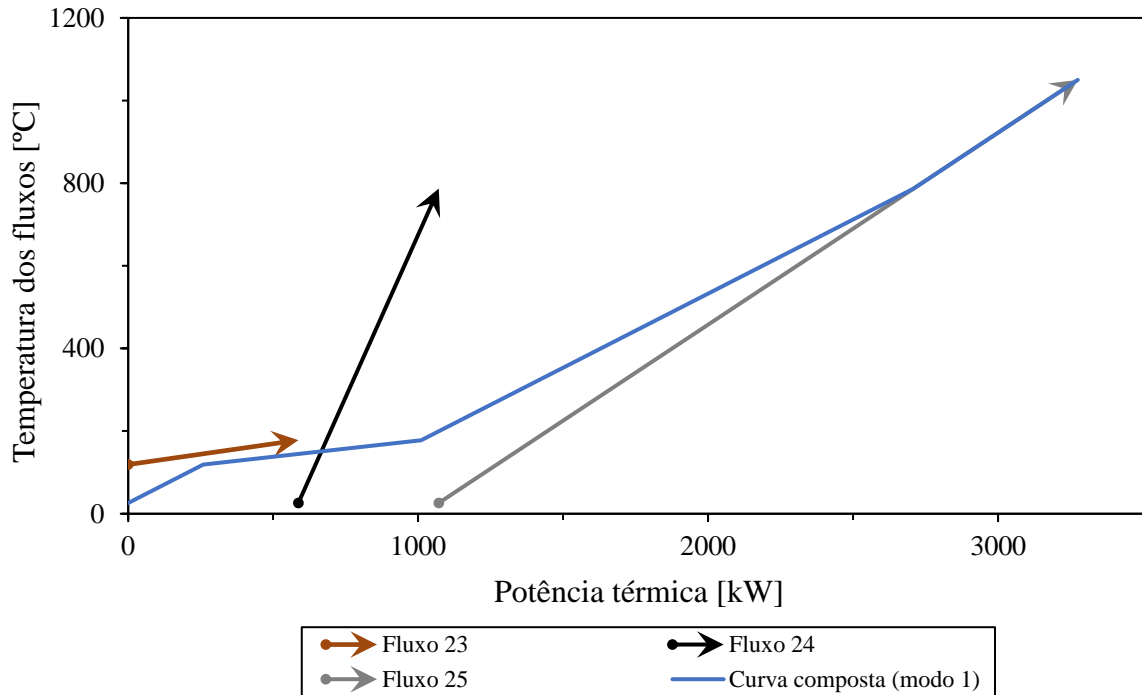
$$(\dot{Q}_{acum})_z = (\dot{Q}_{acum})_{z-1} + (\dot{Q}_{intervalo})_z \quad (4.19)$$

**Tabela 4.7** - Processo de cálculo da curva composta dos fluxos frios, para cada modo de funcionamento

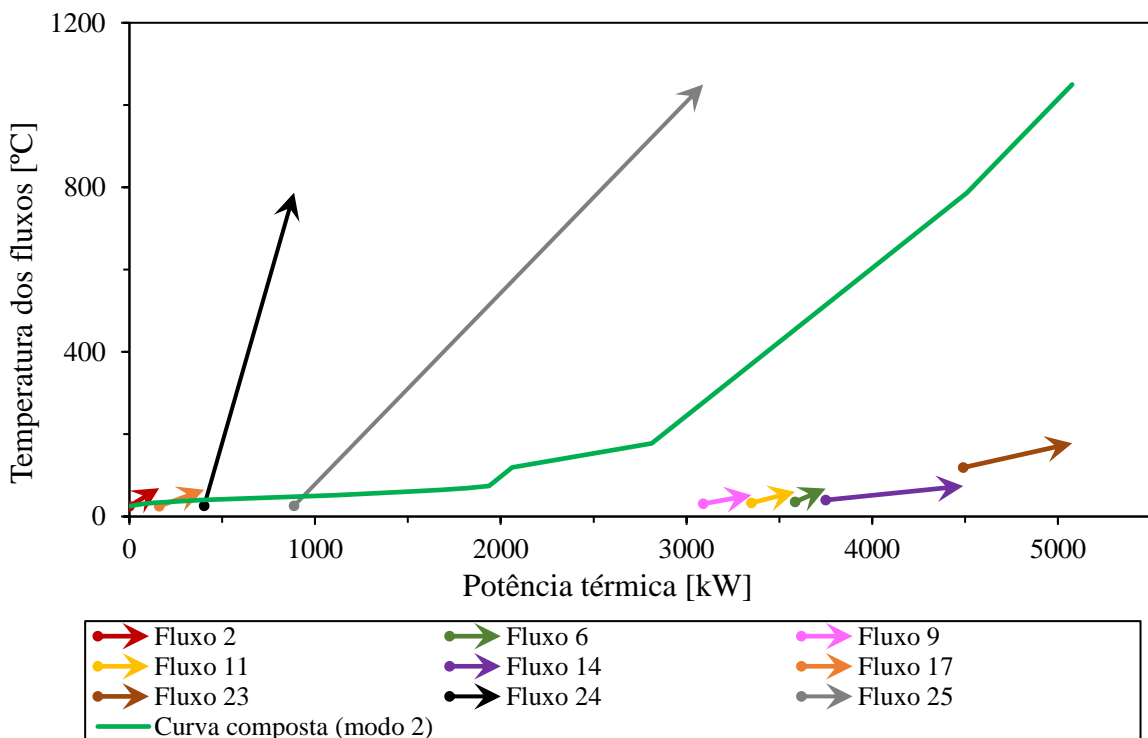
Modo de funcionamento	Intervalo $z$	Intervalo de temperaturas [°C]	Fluxos envolvidos	$\sum C_{ff}$ [kW/°C]	$\dot{Q}_{intervalo}$ [kW]	$\dot{Q}_{acum}$ [kW]
<b>Apenas forno (modo 1)</b>	1	<26	-	0	0	0
	2	26 – 119	24, 25	2,79	259	259
	3	119 – 178	23, 24, 25	12,74	751	1.011
	4	178 – 787	24, 25	2,79	1.698	2.709
	5	787 – 1050	25	2,15	566	3.275
<b>Forno e secador (modo 2)</b>	1	<25	-	0	0	0
	2	25 – 26	2, 17	9,69	10	10
	3	26 – 31	2, 17, 24, 25	12,48	62	72
	4	31 – 33	2, 9, 17, 24, 25	24,85	50	122
	5	33 – 35,5	2, 9, 11, 17, 24, 25	33,57	84	206
	6	35,5 – 40	2, 6, 9, 11, 17, 24, 25	38,63	174	380
	7	40 – 52	Todos, excetuando o 23	60,42	725	1.105
	8	52 – 60	2, 6, 11, 14, 17, 24, 25	48,05	384	1.489
	9	60 – 65	2, 6, 14, 17, 24, 25	39,33	197	1.686
	10	65 – 68	2, 6, 14, 24, 25	33,28	100	1.785
	11	68 – 69	2, 14, 24, 25	28,21	28	1.814
	12	69 – 74	14, 24, 25	24,57	123	1.936
	13	74 – 119	24, 25	2,79	125	2.062
	14	119 – 178	23, 24, 25	12,74	751	2.813
	15	178 – 787	24, 25	2,79	1.698	4.512
	16	787 – 1050	25	2,15	566	5.078

Na Figura 4.2 e Figura 4.3 apresentam-se, sob a forma gráfica, as curvas individuais de cada fluxo frio e as curvas compostas destes mesmos fluxos, respectivamente para os modos de funcionamento 1 e 2.

Para traçar as curvas individuais utilizam-se os valores das temperaturas inicial (identificadas por um ponto) e objetivo (identificadas por uma seta) e as potências térmicas associadas (ver Tabela 4.6), enquanto que para as curvas compostas usam-se as temperaturas referentes a cada intervalo e a potência acumulada,  $\dot{Q}_{acum}$ .

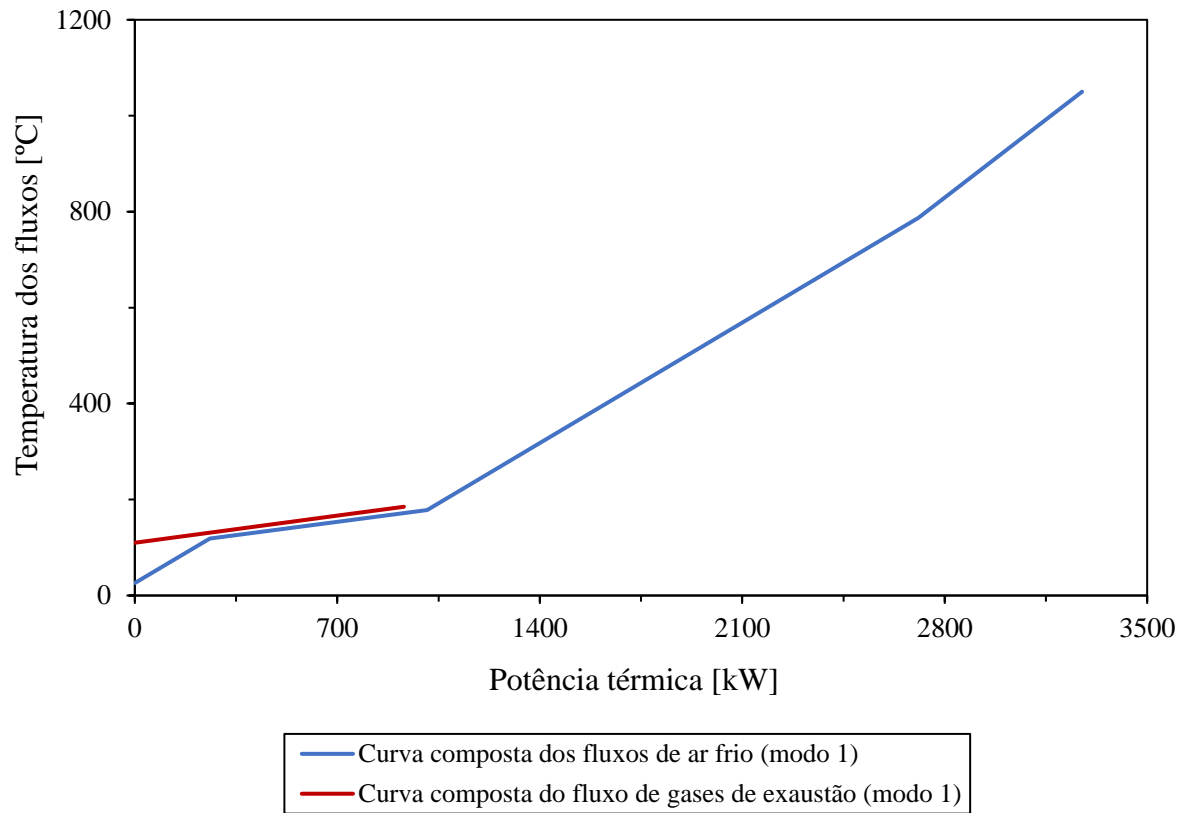


**Figura 4.2** - Distinção entre curvas singulares e curva compostas dos fluxos de ar frio (modo 1).

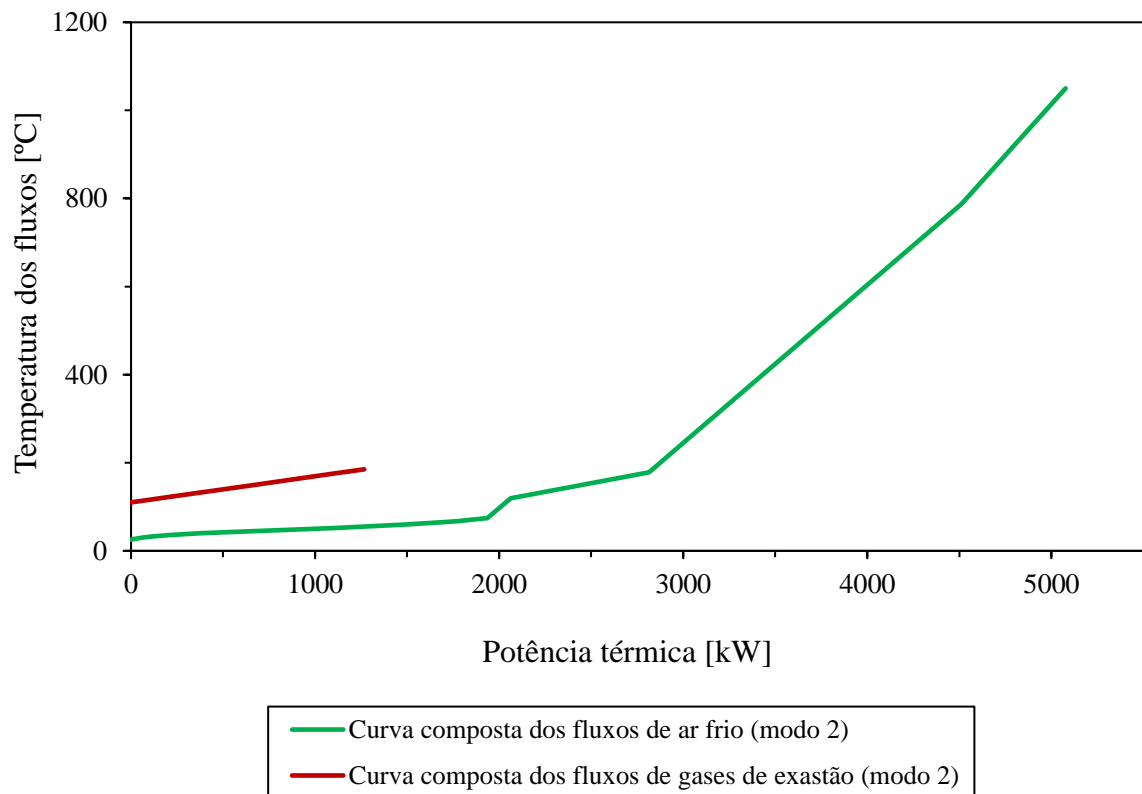


**Figura 4.3** - Distinção entre curvas singulares e curva compostas dos fluxos de ar frio (modo 2).

Na Figura 4.4 e Figura 4.5 mostram-se as curvas compostas para os fluxos frios e quentes, respectivamente, para o modo 1 e 2.



**Figura 4.4** - Curvas compostas dos fluxos frio e quente (modo 1).



**Figura 4.5** - Curvas compostas dos fluxos frio e quente (modo 2).



Para identificar o ponto de estrangulamento, é necessário definir um diferencial de temperaturas mínimo ( $\Delta T_{min}$ ), que fisicamente representa a menor diferença de temperaturas que pode existir entre os dois fluxos para que a troca de calor seja possível. Valores empíricos são utilizados na indústria química e outras, da ordem dos 10 a 40°C – ver Tabela 4.8 –, sendo que para este caso se assume um diferencial de 10°C.

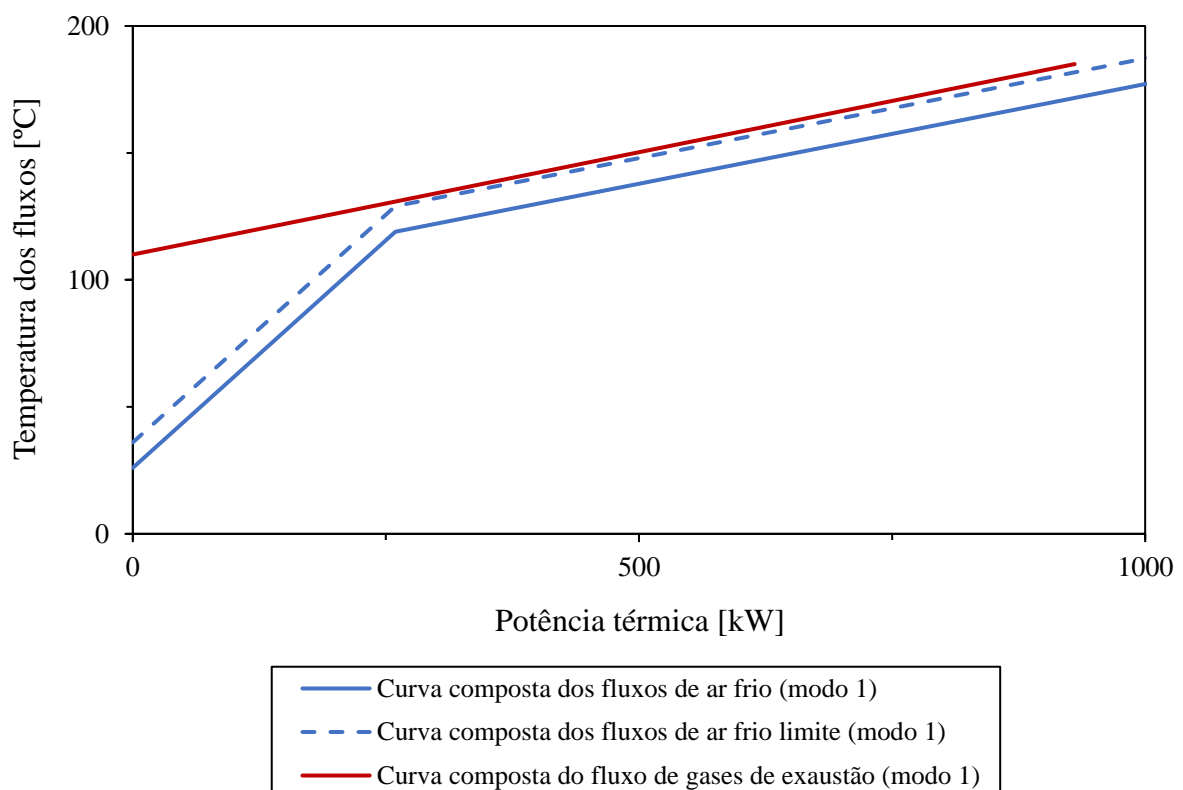
**Tabela 4.8** - Valores comuns de diferencial de temperaturas ( $\Delta T_{min}$ ) em várias indústrias [5]

Indústria	$\Delta T_{min}$ [°C]
Refinarias	10 a 40
Petroquímica	10 a 20
Química	
Processos de baixa temperatura	3 a 5

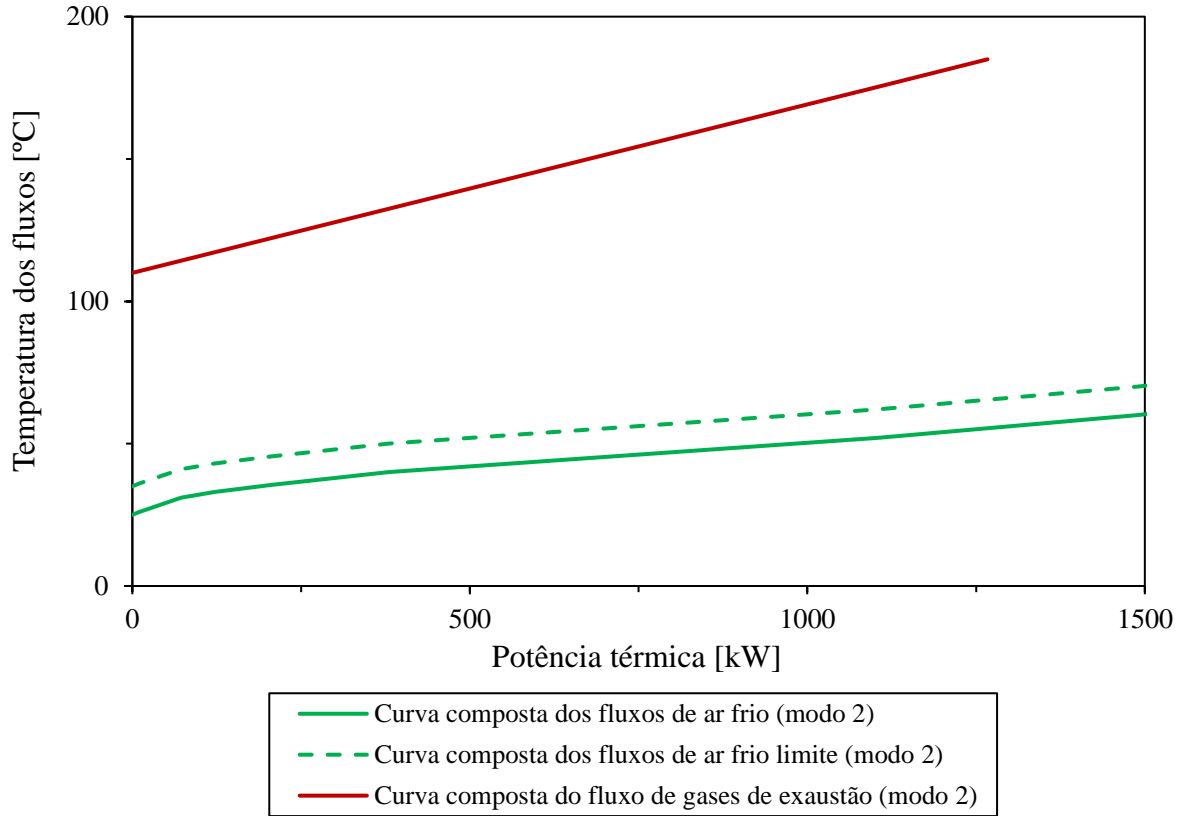
O próximo passo é verificar se existe algum valor de potência (acumulada) para o qual o diferencial de temperaturas entre curvas compostas não se verifica. Se assim for, desloca-se a curva dos fluxos frios no sentido para o qual existe um ponto onde o diferencial de temperaturas é garantido, sendo esse ponto designado por ponto de estrangulamento.

Na Figura 4.6 e Figura 4.7 mostram-se os gráficos relativos, respetivamente, aos modos 1 e 2, onde se apresentam as curvas compostas do fluxo frio e quente e, além destas, as curvas a tracejado que representam as curvas compostas dos fluxos frios com um incremento de  $\Delta T_{min}$ .

Constata-se que este incremento nunca é ultrapassado não existindo, portanto, ponto de estrangulamento em qualquer um dos casos. A potência de arrefecimento exterior mínima ( $\dot{Q}_{Fmin}$ ) é nula já que o fluxo de gases de exaustão consegue atingir a temperatura objetivo (110°C) apenas por troca de calor com os fluxos frios.



**Figura 4.6** - Curvas compostas dos fluxos frio e quente (modo 1) na gama de potência térmica [0; 1000kW].



**Figura 4.7** - Curvas compostas dos fluxos frio e quente (modo 2) na gama de potência térmica [0; 1500kW].

Neste momento é possível calcular as potências que interessa conhecer, nomeadamente:

- a potência térmica recuperada ( $\dot{Q}_{recuperado}$ ):

$$\dot{Q}_{recuperado}|_{modo\ 1} = \sum (\dot{Q}_{nec})_{fq}|_{modo\ 1} - \dot{Q}_{Fmin} = 930,3 - 0 = 930,3\ kW$$

$$\dot{Q}_{recuperado}|_{modo\ 2} = \sum (\dot{Q}_{nec})_{fq}|_{modo\ 2} - \dot{Q}_{Fmin} = 1266,8 - 0 = 1266,8\ kW$$

- a potência térmica mínima de aquecimento exterior ( $\dot{Q}_{Qmin}$ ):

$$\dot{Q}_{Qmin}|_{modo\ 1} = \sum (\dot{Q}_{nec})_{ff}|_{modo\ 1} - \dot{Q}_{recuperado}|_{modo\ 1} = 3.274,9 - 930,3 = 2.344,6\ kW$$

$$\dot{Q}_{Qmin}|_{modo\ 2} = \sum (\dot{Q}_{nec})_{ff}|_{modo\ 2} - \dot{Q}_{recuperado}|_{modo\ 2} = 5077,5 - 1266,8 = 3810,7\ kW$$

### 4.3 Cascata de calor

Além do método da construção das curvas compostas, existe também o algoritmo denominado por cascata de calor, que tem os mesmos objetivos do método anterior e que será aplicado ao caso em estudo de seguida.

Este método consiste no cálculo da potência térmica disponível entre cada intervalo de temperaturas (corrigidas) e verificar se existe défice ou excesso de energia, ou seja, se existir défice há necessidade de aquecimento exterior, ao contrário do que acontece se houver excesso.

O ponto de estrangulamento (identificado diretamente) situar-se-á no nível de temperatura para o qual o balanço de potência térmica (entradas no sistema menos os consumos por intervalo de temperatura) seja nulo, como por definição [38]. Neste método não é possível identificar rapidamente a potência térmica recuperada, ao contrário do método das curvas compostas.

Uma alteração importante relativamente ao método anterior tem a ver com o uso de temperaturas corrigidas, isto é, para o caso dos fluxos frios soma-se metade de  $\Delta T_{min} = 10^\circ\text{C}$  e vice-versa para o caso dos fluxos quentes – tanto para as temperaturas inicial como objetivo –, tal que:

$$T_{inicial/objetivo}' = T_{inicial/objetivo} + \frac{\Delta T_{min}}{2} \quad (\text{para fluxos frios}) \quad (4.20)$$

$$T_{inicial/objetivo}' = T_{inicial/objetivo} - \frac{\Delta T_{min}}{2} \quad (\text{para fluxos quentes}) \quad (4.21)$$

Estas temperaturas garantem que a transferência de calor é possível em todos os intervalos, havendo ou excesso ou défice de energia entre fluxos quente e frio, nunca ambos.

A Tabela 4.9 apresenta os valores das temperaturas reais e corrigidas para os fluxos envolvidos neste modo de funcionamento, notando que as temperaturas com apóstrofo representam as temperaturas corrigidas.

**Tabela 4.9** - Temperaturas reais e corrigidas para os fluxos envolvidos no processo

Fluxo	$T_{inicial} [^\circ\text{C}]$	$T_{objetivo} [^\circ\text{C}]$	$T_{inicial}' [^\circ\text{C}]$	$T_{objetivo}' [^\circ\text{C}]$
2	25	69	30	74
6	35,5	68	40,5	73
9	31	52	36	57
11	33	60	38	65
14	40	74	45	79
17	25	65	30	70
23	119	178	124	183
24	26	787	31	792
25	26	1050	31	1055
31	185	110	180	105

A potência térmica relacionada a cada intervalo de temperaturas corrigidas  $k$  pode ser escrita como uma forma simplificada do balanço de energia (ver equação (4.14)):

$$\dot{Q}_k = \left[ \sum C_{ff} - \sum C_{fq} \right]_k \cdot (T_{máx} - T_{min})_k = \left[ \sum C_{ff} - \sum C_{fq} \right]_k \cdot \Delta T_k \quad (4.22)$$

Segundo esta expressão, se o somatório das capacidades caloríficas dos fluxos frios,  $\sum C_{ff}$ , for superior ao das capacidades caloríficas dos fluxos quentes,  $\sum C_{fq}$ , a potência térmica disponível terá um sinal positivo significando, portanto, que há défice de energia enquanto que na situação contrária se verifica um excesso.

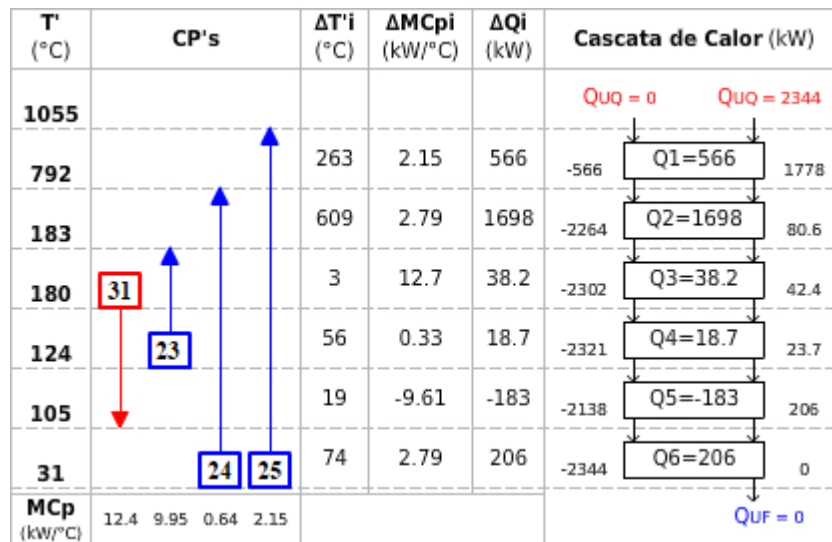
A Tabela 4.10, que servirá de suporte à construção das cascatas de calor, mostra os valores das potências térmicas para cada intervalo de temperaturas, a partir dos valores necessários para o seu cálculo, para ambos os modos de funcionamento da instalação.

**Tabela 4.10** - Potência térmica disponível em cada intervalo de temperaturas, para cada modo de funcionamento

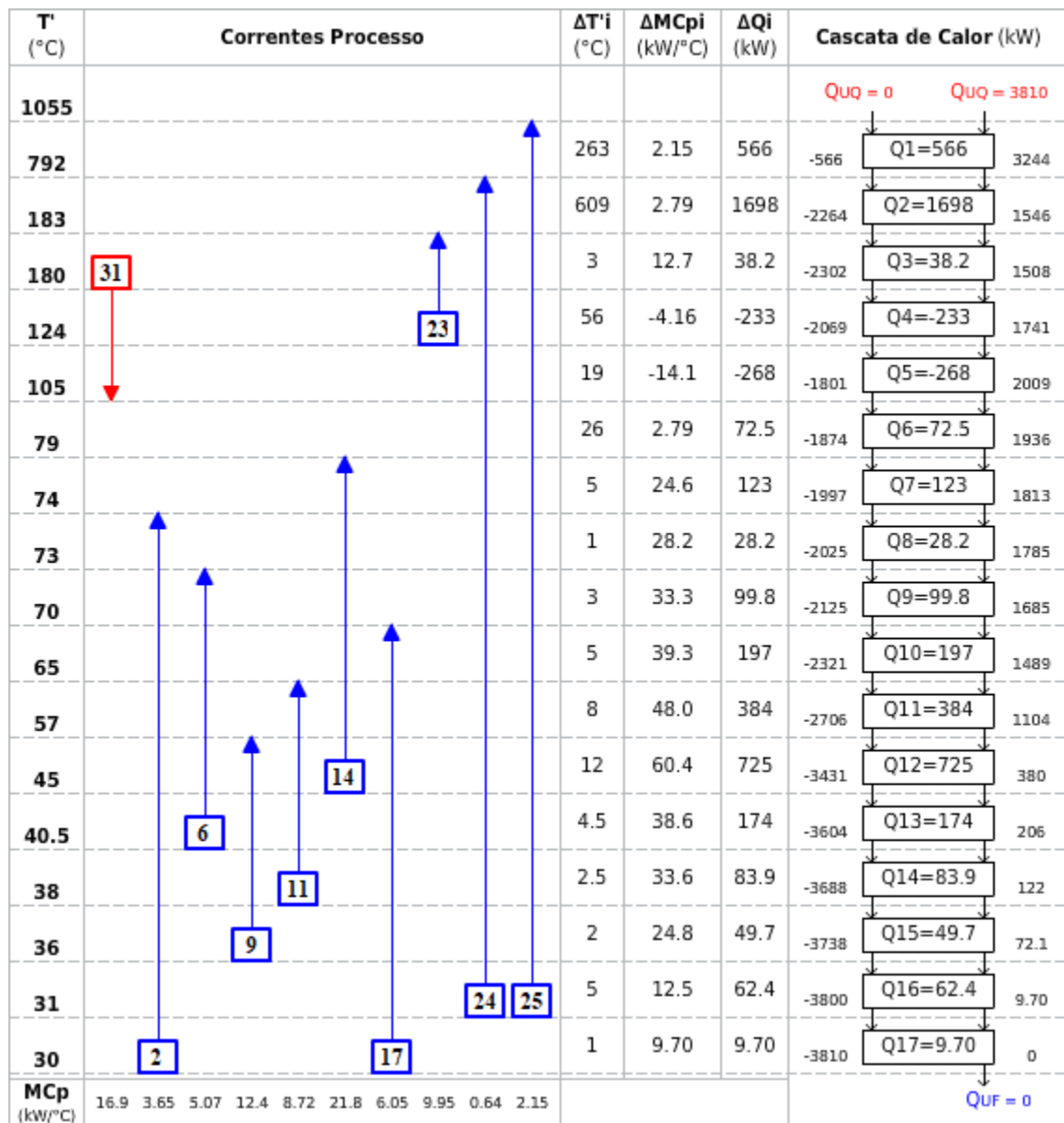
Modo de funcionamento	Intervalo $k$	$T_{min}$ [°C]	$T_{max}$ [°C]	$\sum C_{ff} - \sum C_{fq}$ [kW/°C]	$\dot{Q}$ [kW]	Excesso/défice
<b>Apenas forno (modo 1)</b>	1	31	105	2,79	206	Défice
	2	105	124	-14,10	-268	Excesso
	3	124	180	-4,15	-233	Excesso
	4	180	183	12,74	38	Défice
	5	183	792	2,79	1.698	Défice
	6	792	1055	2,15	566	Défice
<b>Forno e secador (modo 2)</b>	1	30	31	9,69	10	Défice
	2	31	36	12,48	62	Défice
	3	36	38	24,85	50	Défice
	4	38	40,5	33,57	84	Défice
	5	41	45	38,63	174	Défice
	6	45	57	60,42	725	Défice
	7	57	65	48,05	384	Défice
	8	65	70	39,33	197	Défice
	9	70	73	33,28	100	Défice
	10	73	74	28,21	28	Défice
	11	74	79	24,57	123	Défice
	12	79	105	2,79	72	Défice
	13	105	124	-9,62	-183	Excesso
	14	124	180	0,33	19	Défice
	15	180	183	12,74	38	Défice
	16	183	792	2,79	1.698	Défice
	17	792	1055	2,15	566	Défice

Na Figura 4.8 e Figura 4.9 apresentam-se as cascatas de calor relativas, respetivamente, aos modos 1 e 2, que foram obtidas através do *software* FI<sup>2</sup>EPI [38] devido ao seu formato esclarecedor, onde se apresentam:

- Os vários níveis de temperaturas corrigidas,  $T'$ ;
- As correntes de ar frio e a corrente de ar quente, com as cores e as capacidades caloríficas,  $MCp \equiv C$ , respetivas;
- A diferença de temperaturas entre cada nível de temperatura,  $\Delta T'_i \equiv \Delta T_k$ ;
- A diferença entre o somatório das capacidades caloríficas dos fluxos quentes e o somatório dos fluxos frios,  $\Delta MCp_i \equiv [\sum C_{ff} - \sum C_{fq}]_k$ ;
- A potência térmica associada a cada intervalo de temperaturas,  $\Delta Qi \equiv \dot{Q}_k$ ;
- As quantidades mínimas de calor a fornecer ( $Q_{UQ} \equiv \dot{Q}_{Q_{min}}$ ) e a retirar ( $Q_{UF} \equiv \dot{Q}_{F_{min}}$ ) do processo, assim como os valores de potência térmica acumulada, necessários para o cálculo destes dois parâmetros e, também, para identificar o nível de temperatura do ponto de estrangulamento (onde a potência térmica acumulada é nula).



**Figura 4.8** - Cascata de calor referente ao modo 1.



**Figura 4.9** - Cascata de calor referente ao modo 2.

Estes esquemas, em forma de cascata, permitem obter as potências térmicas de interesse e a localização do ponto de estrangulamento, à semelhança do que foi feito no subcapítulo anterior. Como tal, a Tabela 4.11 apresenta estes mesmos valores em função do modo de funcionamento da instalação.

**Tabela 4.11** - Valores numéricos das variáveis de interesse da análise do ponto de estrangulamento

Variável	Modo de operação	
	Apenas forno (modo 1)	Forno e secador (modo 2)
Localização do PE	Não existe	
$\dot{Q}_{Q_{min}}$ [kW]	2.345	3.811
$\dot{Q}_{F_{min}}$ [kW]	0	
$\dot{Q}_{recuperado}$ [kW]	930	1.267

## 5 Implementação de soluções

Este capítulo destina-se à definição das redes de ‘permutadores de calor’ para a recuperação de calor para o pré-aquecimento dos fluxos de ar frio que entram nos equipamentos e, também, ao cálculo do potencial de poupanças ao nível energético, económico e de emissões de poluentes.

A designação ‘permutadores de calor’ provém ainda do método utilizado no Capítulo 4 (ponto de estrangulamento), não querendo dizer que esta é a única tecnologia com viabilidade para ser implementada. Esta análise é feita no subcapítulo 5.3, onde se analisam alguns indicadores de desempenho adequados às tecnologias com potencial de implementação.

### 5.1 Rede de permutadores de calor

Do capítulo anterior foi possível obter dois valores de potência térmica recuperada dos gases de exaustão do forno, consoante o modo de funcionamento.

O desenho da rede de permutadores de calor é a etapa que se segue, sendo antes necessário conhecer quais as temperaturas após permuta dos fluxos frios, após a troca de calor com o fluxo quente, para:

- O modo 1 (forno em funcionamento): para tal, é necessário verificar qual o intervalo de temperaturas (119 a 178°C) e potências térmicas acumuladas (259 a 1.011 kW) associadas a esta potência recuperada, para os fluxos frios:

$$\begin{aligned}
 (\dot{Q}_{\text{recuperado}} - \dot{Q}_{\text{acum}_{259 \text{ kW}}}) &= \sum C_{ff} \Big|_{259-1.011 \text{ kW}} \cdot (T_{\text{após permuta}} - T_{259 \text{ kW}})_{ff} \\
 &\therefore \\
 (T_{\text{após permuta}})_{ff} &= (T_{259 \text{ kW}})_{ff} + \frac{(\dot{Q}_{\text{recuperado}} - \dot{Q}_{\text{acum}_{259 \text{ kW}}})}{\sum C_{ff} \Big|_{259-1.011 \text{ kW}}} \\
 &\therefore \\
 (T_{\text{após permuta}})_{ff} &= 119 + \frac{(930 - 259)}{12,74} = 171,7^{\circ}\text{C}
 \end{aligned}$$

- O modo 2 (secador e forno em funcionamento): para tal, é necessário verificar qual o intervalo de temperaturas (52 a 60°C) e potências térmicas (1.105 a 1.489 kW) associadas a esta potência recuperada, para os fluxos frios:

$$\begin{aligned}
 (\dot{Q}_{\text{recuperado}} - \dot{Q}_{\text{acum}_{1.105 \text{ kW}}}) &= \sum C_{ff} \Big|_{1.105-1.489 \text{ kW}} \cdot (T_{\text{após permuta}} - T_{1.105 \text{ kW}})_{ff} \\
 &\therefore \\
 (T_{\text{após permuta}})_{ff} &= (T_{1.105 \text{ kW}})_{ff} + \frac{(\dot{Q}_{\text{recuperado}} - \dot{Q}_{\text{acum}_{1.105 \text{ kW}}})}{\sum C_{ff} \Big|_{1.105-1.489 \text{ kW}}} \\
 &\therefore
 \end{aligned}$$

$$(T_{\text{após permuta}})_{ff} = 52 + \frac{(1.267 - 1.105)}{48,0} = 55,4^{\circ}\text{C}$$

Como não é possível aquecer a maior parte dos fluxos de ar até à sua temperatura objetivo, terão de ser os queimadores a permitir transferir a potência necessária para realizar o aquecimento final, potência essa que é calculada através da seguinte expressão:

$$\dot{Q}_{\text{final}} = C \cdot (T_{\text{objetivo}} - T_{\text{após permuta}}) \quad (5.1)$$

Para cada fluxo de ar frio, apresenta-se seguidamente a potência de aquecimento, na Tabela 5.1, para ambos os modos de funcionamento.

**Tabela 5.1** - Necessidades de aquecimento final dos fluxos de ar frio, após o pré-aquecimento

Modo de funcionamento	Fluxo	$T_{\text{após permuta}} [^{\circ}\text{C}]$	$T_{\text{objetivo}} [^{\circ}\text{C}]$	$C [\text{kW}/^{\circ}\text{C}]$	$\dot{Q}_{\text{final}} [\text{kW}]$
<b>Apenas forno (modo 1)</b>	23	171,7	178	9,95	63
	24		787	0,64	392
	25		1050	2,15	1.890
<b>Forno e secador (modo 2)</b>	2	55,4	69	3,64	50
	6		68	5,07	64
	9	52	52	12,37	-
	11	55,4	60	8,72	40
	14		74	21,78	406
	17		65	6,05	58
	23	119 <sup>(1)</sup>	178	9,95	587
	24	55,4	787	0,64	466
	25		1050	2,15	2.141

<sup>(1)</sup> Não existe pré-aquecimento deste fluxo, apenas se indica a temperatura inicial do mesmo

### 5.1.1 Modo 1

Existem algumas nuances relativas aos permutadores de calor que devem ser consideradas neste modo de funcionamento, visto que existe um fluxo de ar (23) cuja temperatura inicial é 119°C, acima da temperatura objetivo do fluxo de gases de exaustão, 110°C.

Por forma a garantir o diferencial mínimo ( $\Delta T_{\text{min}}$ ) na troca de calor para este fluxo, deve ser calculado a capacidade calorífica correspondente de fluxo de gases,  $(C_{fq})_1$ , para que este fluxo tenha uma temperatura de saída após permuta maior ou igual a 129°C,  $T_{\text{limite}}$ . Essa capacidade é dada por:

$$(C_{fq})_1 = \frac{\dot{Q}_{\text{permutador}_{31-23}}}{(T - T_{\text{limite}})} = \frac{9,95 \cdot (171,7 - 119)}{(185 - 129)} = 9,36 \text{ kW}/^{\circ}\text{C}$$

Existe, no entanto, uma potência térmica restante associada a este fluxo, entre 110°C e 129°C, que servirá ainda para pré-aquecer os outros dois fluxos de ar (24 e 25) até à mesma temperatura,  $T_{\text{intermédia}}$ , que se calcula pela seguinte expressão:



$$(C_{fq})_1 \cdot (T_{limite} - T_{objetivo})_{fq} = (C_{ff})_{24} \cdot (T_{intermédia} - T_{inicial})_{24} + (C_{ff})_{25} \cdot (T_{intermédia} - T_{inicial})_{25}$$

∴

$$T_{intermédia} = \frac{(C_{fq})_1 \cdot (T_{limite} - T_{objetivo})_{fq}}{(C_{ff})_{24} + (C_{ff})_{25}} + T_{inicial} = \frac{9,36 \cdot (129 - 110)}{0,64 + 2,15} + 26 = 89,8^{\circ}\text{C}$$

A temperatura intermédia do fluxo quente entre a transferência de calor entre os fluxos 24 e 25,  $(T_{intermédia})_{fq}$ , tem de ser determinada através da seguinte equação:

$$\dot{Q}_{permutador_{31-24}} = (C_{fq})_1 \cdot (T_{limite} - T_{intermédia})_{fq}$$

∴

$$(T_{intermédia})_{fq} = (T_{limite})_{fq} - \frac{\dot{Q}_{permutador_{31-24}}}{(C_{fq})_1} = 129 - \frac{0,64 \cdot (89,8 - 26)}{9,36} = 124,7^{\circ}\text{C}$$

Após permuta com o fluxo 25, a temperatura do fluxo quente tem de ser obrigatoriamente  $110^{\circ}\text{C}$ , por definição. Relativamente ao segundo aquecimento dos fluxos 24 e 25, da temperatura intermédia ( $89,8^{\circ}\text{C}$ ) até à temperatura após permuta ( $171,7^{\circ}\text{C}$ ), as capacidades caloríficas para cada fluxo são agora calculadas por:

$$(C_{fq})_2 = \frac{(C_{ff})_{24} \cdot (T_{após\ permuta} - T_{intermédia})_{24}}{(T - T_{objetivo})_{fq}} = \frac{0,64 \cdot (171,7 - 89,8)}{(185 - 110)} = 0,69\text{ kW}/^{\circ}\text{C}$$

$$(C_{fq})_3 = \frac{(C_{ff})_{25} \cdot (T_{após\ permuta} - T_{intermédia})_{25}}{(T - T_{objetivo})_{fq}} = \frac{2,15 \cdot (171,7 - 89,8)}{(185 - 110)} = 2,35\text{ kW}/^{\circ}\text{C}$$

Se se somar estas duas capacidades caloríficas com a capacidade calorífica definida acima ( $9,36\text{ kW}/^{\circ}\text{C}$ ) chega-se a um valor de  $12,40\text{ kW}/^{\circ}\text{C}$  que, segundo foi apresentado na Tabela 4.6, é a capacidade calorífica total do fluxo dos gases de exaustão, para o modo 1.

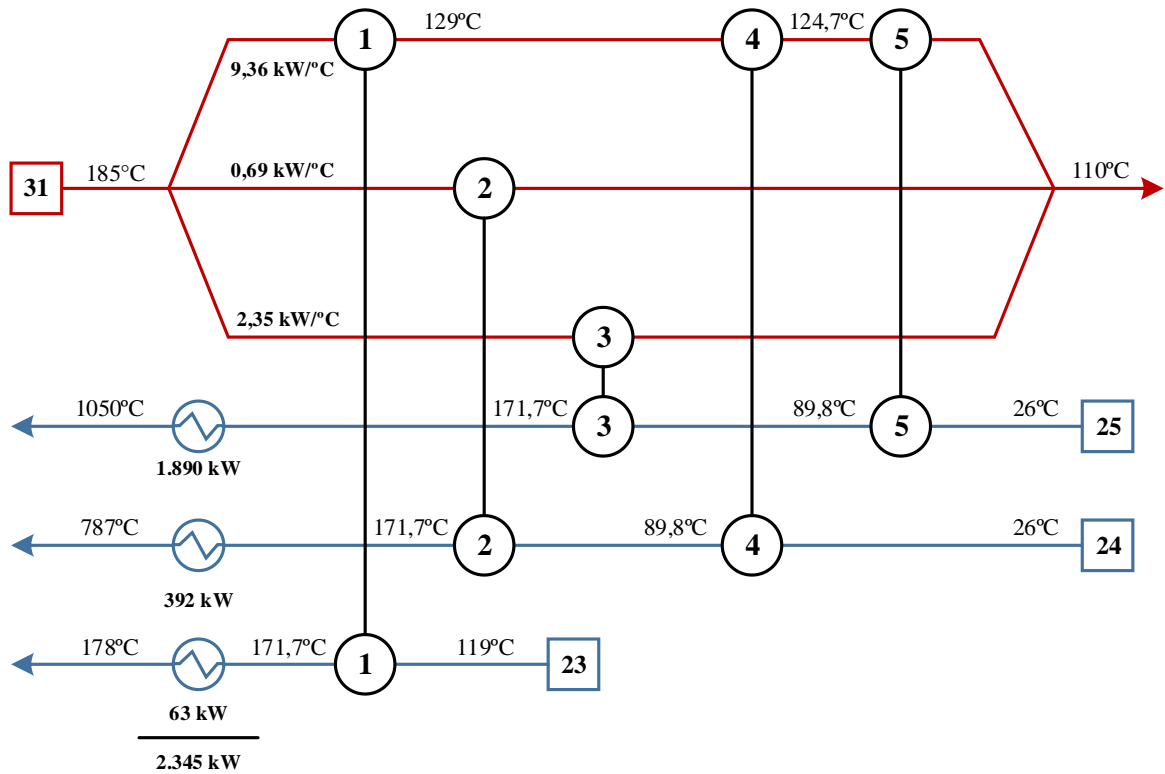
Na Tabela 5.2 apresentam-se os valores de potência térmica para cada ‘permutador de calor’ envolvida neste modo de funcionamento.

**Tabela 5.2** – Potências térmicas envolvidas nos permutadores de calor (modo 1)

Fluxo frio aquecido	$\dot{Q}_{permutador}$ [kW]		
	1º aquecimento	2º aquecimento	Total
23	524 (1)	-	524
24	41 (4)	52 (2)	93
25	137 (5)	176 (3)	314

Nota: Os valores entre parênteses indicam o permutador de calor envolvido na troca (ver Figura 5.1)

A rede de permutadores para este modo de funcionamento é agora apresentada na Figura 5.1, com os valores aqui apresentados, em que os ‘permutadores de calor’ se apresentam sob a forma de círculos pretos.



**Figura 5.1** - Rede de 'permutadores de calor' para o modo de funcionamento 1.

### 5.1.2 Modo 2

Neste modo de operação apenas se estabelecerão 'permutadores de calor' entre o fluxo quente e os vários fluxos frios a aquecer. Após sucessivas trocas de calor com os vários fluxos frios, o fluxo 31 vê a sua temperatura ser reduzida desde que os gases saem do forno, que é obtida através da expressão que se segue:

$$(T_{\text{fluxo quente}})_n = (T_{\text{fluxo quente}})_{n-1} - \frac{(\dot{Q}_{\text{permutador}})_n}{\sum C_{fq}} \quad (5.2)$$

em que:

$$(\dot{Q}_{\text{permutador}})_n = (C_{ff})_n \cdot [(T_{\text{após permuta}})_{ff} - T_{\text{inicial}}]_n \quad (5.3)$$

As temperaturas à saída de cada 'permutador de calor' são indicadas na Tabela 5.3, assim como os parâmetros necessários para o seu cálculo.

**Tabela 5.3** - Cálculo das temperaturas de saída dos permutadores da corrente quente (modo 2)

Intervalo $n$	Fluxo frio aquecido	$\dot{Q}_{\text{permutador}}$ [kW]	$T_{\text{fluxo quente}}$ [°C]
0	-	-	185
1	14	335	165,2
2	6	101	159,2
3	11	195	147,7
4	9	260	132,3
5	17	184	121,4
6	2	111	114,8
7	24	19	113,7
8	25	63	110

A rede de ‘permutadores de calor’ associada a este modo de funcionamento da instalação apresenta-se na Figura 5.2.

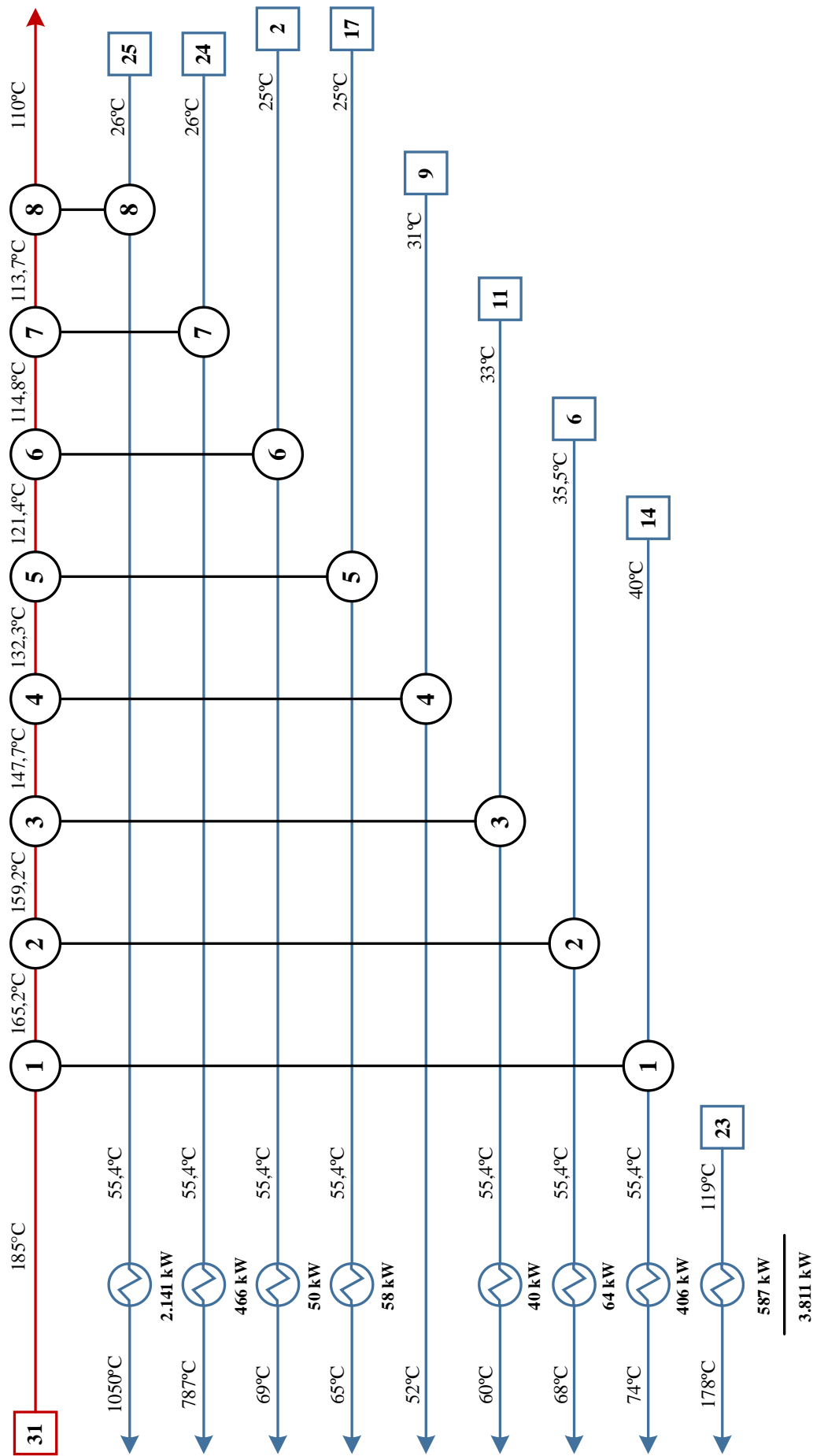


Figura 5.2 - Rede de ‘permutadores de calor’ para o modo de funcionamento 2.

Conhecendo os valores numéricos de temperaturas, potências e caudais mássicos, é possível calcular, agora, as eficiências que estes permutadores de calor terão de apresentar para que, nestas condições, estas potências sejam atingidas. A eficiência de um permutador é definida como o rácio entre a potência real transferida entre fluxos,  $\dot{Q}_{\text{permutador}}$ , e a potência máxima teoricamente possível de transferir,  $\dot{Q}_{\text{máx}}$ , ou seja:

$$\varepsilon_{\text{permutador}} = \frac{\dot{Q}_{\text{permutador}}}{\dot{Q}_{\text{máx}}} \quad (5.4)$$

em que:

$$\dot{Q}_{\text{máx}} = C_{\min} \cdot (T_{fq} - T_{ff})_{\text{entrada}} \quad (5.5)$$

O termo  $C_{\min}$  refere-se à capacidade calorífica mínima entre os dois fluxos, isto porque teoricamente a potência térmica máxima refere-se ao fluxo com menor capacidade, como por definição.

Na Tabela 5.4 apresentam-se os parâmetros para o cálculo da eficiência de cada permutador, assim como a respetiva eficiência.

**Tabela 5.4** - Eficiências dos ‘permutadores de calor’, para cada modo de funcionamento

Modo de funcionamento	Permutador	$\dot{Q}_{\text{permutador}}$ [kW]	$C_{\min}$ [kW/°C]	$T_{fq}$ [°C]	$T_{ff}$ [°C]	$\dot{Q}_{\text{máx}}$ [kW]	$\varepsilon_{\text{permutador}}$ [%]
<b>Apenas forno (modo 1)</b>	1	524	9,36	185	119	618	84,8
	2	52	0,64	185	89,8	61	86,0
	3	176	2,15	185	89,8	205	86,0
	4	137	2,15	129	26	222	61,9
	5	41	0,64	124,7	26	63	64,6
<b>Forno e secador (modo 2)</b>	1	335	16,89	185	40	2449	13,7
	2	101	5,07	165	35,5	657	15,3
	3	195	8,72	159	33	1100	17,7
	4	260	12,37	148	31	1443	18,0
	5	184	6,05	132	25	649	28,3
	6	111	3,64	121	25	351	31,5
	7	19	0,64	115	26	57	33,1
	8	63	2,15	114	26	189	33,5

## 5.2 Potencial de poupança

Em termos de horas de funcionamento dos equipamentos, sabe-se que o forno trabalha 8.760 horas e o secador aproximadamente 6.000 horas por ano [37].

Analisando o potencial de poupança por fluxos individuais, indicam-se na Tabela 5.5 os valores de consumos anuais, as poupanças em cada modo de funcionamento da instalação e, ainda, as poupanças totais (e respetivas poupanças económicas). Estes dados apresentam-se em termos de potência e energia, tendo por base os valores já apresentados na Tabela 4.6, Tabela 5.2 e Tabela 5.3, sendo que as energias e economias são calculadas pelas seguintes equações (considerando o número de horas respetivo para cada caso):

$$E_{nec} = \frac{\dot{Q}_{nec} \cdot t_{equipamento}}{1000} \quad (5.6)$$

$$E_{recuperado}|_{modo\ 1} = \frac{\dot{Q}_{recuperado}|_{modo\ 1} \cdot (t_{forno} - t_{secador})}{10^3} \quad (5.7)$$

$$E_{recuperado}|_{modo\ 2} = \frac{\dot{Q}_{recuperado}|_{modo\ 2} \cdot t_{secador}}{10^3} \quad (5.8)$$

$$E_{recuperado\ total} = E_{recuperado}|_{modo\ 1} + E_{recuperado}|_{modo\ 2} \quad (5.9)$$

$$E_{poupança} = \frac{E_{recuperado\ total}}{\eta_{queimador}} \cdot \frac{PCS_{GN}}{PCI_{GN}} \quad (5.10)$$

$$\psi = E_{poupança} \cdot \phi_{GN} \quad (5.11)$$

Na expressão (5.10), foi necessário considerar a razão entre PCS e PCI visto que o preço do gás natural se refere à energia total do combustível (PCS). O rácio considerado foi obtido da Galp [41], apresentando o valor de  $\frac{PCS_{GN}}{PCI_{GN}} \cong 1,106$ .

O rendimento do queimador foi calculado e o seu cálculo apresenta-se em detalhe no Anexo B, sendo que o valor obtido para este parâmetro é de 45%.

O preço do gás natural, foi obtido da base de dados PORDATA, para utilizadores industriais no ano de 2017, como sendo 9,52€/GJ [41]. Convertendo este preço para unidades que já foram utilizadas no capítulo 3.2.3 (€/MWh) obtém-se um valor para o preço de  $\phi_{GN} = 34,27€/MWh$ .

**Tabela 5.5** - Consumos e potencial de poupanças anuais, por fluxo de ar frio

	Fluxos afetos ao secador ( $t_{equipamento} = 6.000\ h/ano$ )						Fluxos afetos ao forno ( $t_{equipamento} = 8.760\ h/ano$ )			Total
	2	6	9	11	14	17	23	24	25	
$\dot{Q}_{nec}$ [kW]	160	165	260	235	741	242	587	484	2.204	5.078
$E_{nec}$ [MWh/ano]	962	988	1.558	1.412	4.443	1.452	5.142	4.242	19.305	41.307
$\dot{Q}_{recuperado} _{modo\ 1}$ [kW]	0						524	93	314	930
$E_{recuperado} _{modo\ 1}$ [MWh/ano]	0						1.447	256	865	2.568
$\dot{Q}_{recuperado} _{modo\ 2}$ [kW]	111	101	260	195	335	184	0	19	63	1.267
$E_{recuperado} _{modo\ 2}$ [MWh/ano]	664	604	1.558	1.171	2.010	1.103	0	112	379	7.601
$E_{recuperado\ total}$ [MWh/ano]	664	604	1.558	1.171	2.010	1.103	1.447	368	1.245	10.169
$E_{poupança}$ [MWh/ano]	1.633	1.485	3.832	2.878	4.941	2.711	3.557	905	3.060	25.003
$\psi$ [€/ano]	55.975	50.910	131.325	98.639	169.341	92.919	121.896	31.010	104.887	856.901

Note-se que este potencial de poupança foi calculado assumindo que os ‘permutadores de calor’ instalados cumprem os requisitos de eficiência definidos na Tabela 5.4.

Esta tabela permite obter a percentagem de energia necessária que é satisfeita via recuperação de calor dos gases de exaustão do forno,  $\chi$ , para:

- o secador, que corresponde aos fluxos 2, 6, 9, 11, 14 e 17:

$$\chi_{\text{secador}} = \frac{\sum E_{\text{recuperado total}} (2, 6, 9, 11, 14, 17)}{\sum E_{\text{nec}} (2, 6, 9, 11, 14, 17)} \cdot 100 = \frac{7.110}{10.816} \cdot 100 = 65,7 \%$$

- o forno, que corresponde aos fluxos 23, 24 e 25:

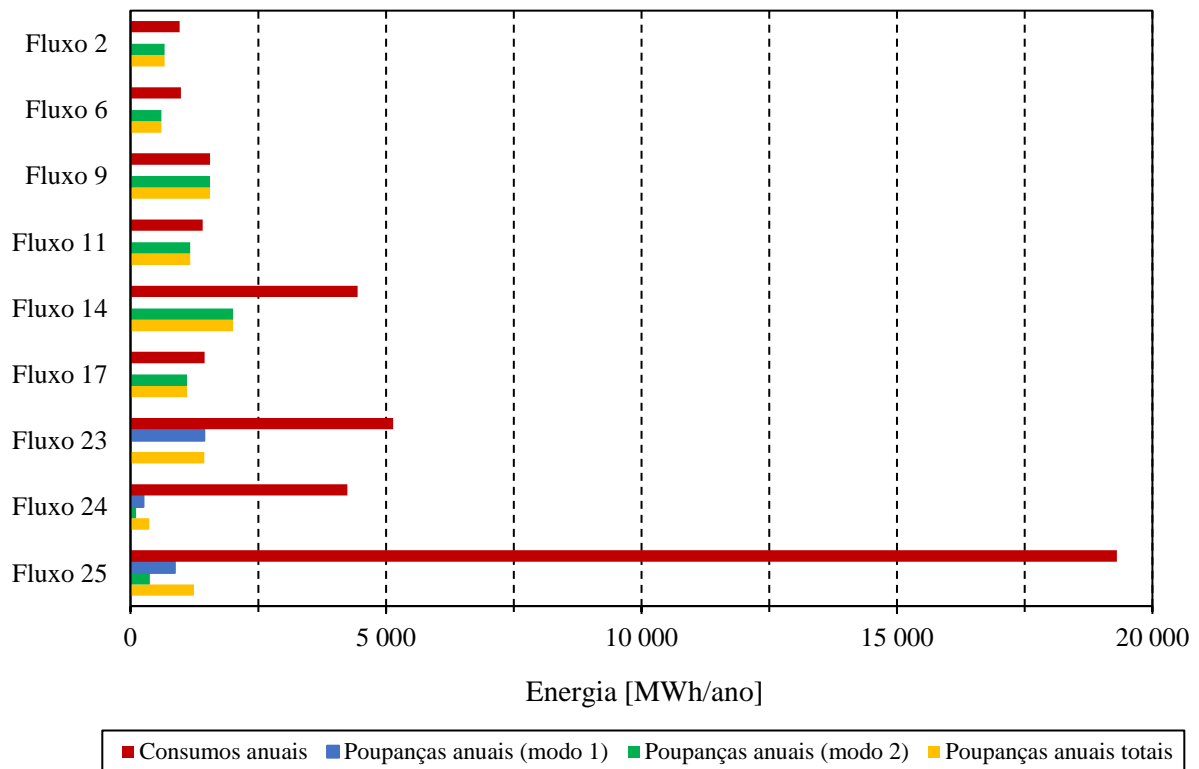
$$\chi_{\text{forno}} = \frac{\sum E_{\text{recuperado total}} (23, 24, 25)}{\sum E_{\text{nec}} (23, 24, 25)} \cdot 100 = \frac{3.059}{28.688} \cdot 100 = 10,7 \%$$

- a instalação, que corresponde a todos os fluxos:

$$\chi_{\text{instalação}} = \frac{\sum E_{\text{recuperado total}}}{\sum E_{\text{nec}}} \cdot 100 = \frac{10.169}{39.504} \cdot 100 = 25,7 \%$$

O secador é o equipamento que apresenta a maior percentagem de recuperação de calor, chegando a 66%, valor que se justifica pelas temperaturas objetivo baixas relativamente à temperatura de saída dos gases de exaustão. Os fluxos afetos ao forno, por outro lado, apresentam temperaturas objetivo mais elevadas o que leva a que a recuperação de calor seja mais baixa (11%) para este equipamento. Na globalidade da instalação, cerca de um quarto das necessidades de energia térmica podem ser satisfeitas através de recuperação de calor dos gases de exaustão, conseguindo-se um aumento de eficiência da instalação de cerca de 26%.

Sob a forma gráfica mostra-se ainda a Figura 5.3 que apresenta os dados da Tabela 5.5, conseguindo-se ter uma ideia mais clara sobre a relevância do potencial de poupança energética face aos consumos de cada fluxo de ar frio.



**Figura 5.3** - Comparação entre consumos e poupanças anuais de energia térmica, por fluxo de ar frio.

Na Tabela 5.6 faz-se a conversão do valor de potencial de poupança energética para as várias unidades já apresentadas no subcapítulo 3.2.3.

**Tabela 5.6** - Valores numéricos do potencial de poupança nas várias unidades de medida

Unidade de poupança	Expressão de conversão	Valor
kWh/ano	$\xi_{kWh} = \sum E_{poupança} \cdot 1000$	25.002.955
MJ/ano	$\xi_{MJ} = \sum E_{poupança} \cdot 3600$	90.010.637
ton GN/ano	$\xi_{ton\ GN} = \frac{\xi_{MJ}}{PCI_{GN} \cdot 10^3}$	1996
m <sup>3</sup> GN/ano	$\xi_{m^3\ GN} = \frac{\xi_{ton\ GN} \cdot 10^3}{\rho_{GN}}$	2.374.823
tep/ano	$\xi_{tep} = \xi_{ton\ GN} \cdot FC_{GN}$	2149
ton CO <sub>2</sub> e/ano	$\xi_{ton\ CO_2} = \xi_{tep} \cdot FE_{GN}$	5769

É importante ressaltar que ao longo deste subcapítulo – e devido à impossibilidade de conhecer com detalhe a evolução dos parâmetros que influenciam o comportamento da instalação –, todos os potenciais de poupança foram calculados assumindo que esta funciona a partir dos valores de caudal, temperatura, horas de funcionamento, entre outros, retirados da auditoria energética.

Na prática, isto não acontece devido vários fatores, desde a variação da temperatura de admissão do ar (ambiente/da nave industrial) à variação de cadência de funcionamento do forno túnel, que influenciam o comportamento dos equipamentos.

A percentagem de energia recuperada do total de energia do gás natural,  $\gamma$ , é calculada por:

$$\gamma = \frac{\sum E_{recuperado\ total}}{E_{total}} = \frac{\sum E_{recuperado\ total}}{\sum E_{nec}} \cdot \frac{\sum E_{nec}}{m_{GN} \cdot PCI_{GN}} \cdot \frac{PCI_{GN}}{PCS_{GN}}$$

$$\therefore$$

$$\gamma = \chi_{instalação} \cdot \eta_{queimador} \cdot \frac{PCI_{GN}}{PCS_{GN}} = 0,257 \cdot 0,45 \cdot \frac{1}{1,106} \cong 0,105 = 10,5\%$$

É possível afirmar, neste panorama, que aproximadamente 10,5% da energia disponibilizada pelo combustível é possível de ser recuperada. Além da energia recuperada, existe a energia útil que é utilizada (produto entre o rendimento do queimador e o rácio entre PCI e PCS) que é, em percentagem, aproximadamente igual a 40%.

Somando estes dois valores, que representam diretamente as parcelas de calor que é transferido para o fluido a aquecer, obtém-se um rendimento global de sensivelmente 50%.

### 5.3 Indicadores de desempenho

Após a análise feita nos subcapítulos anteriores é necessário agora avaliar a viabilidade de cada uma das soluções apresentadas no Capítulo 2, para a escolha do tipo de tecnologia a implementar que se adequa às necessidades da instalação.

Para essa avaliação, construiu-se a Tabela 5.7 que regista as tecnologias com e sem potencial de aplicação e as justificações devidas, tendo em conta as características de operação definidas anteriormente (ver Tabela 2.3 e Tabela 2.4).



**Tabela 5.7** - Viabilidade da implementação das tecnologias de recuperação neste caso de estudo

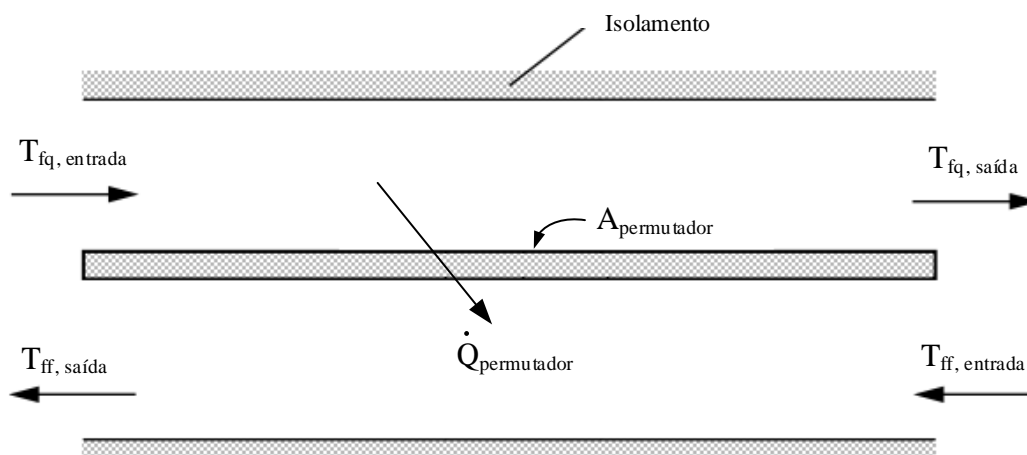
Tecnologia de recuperação	Viável (Sim/Não)	Observações
Permutador de calor (contacto direto)	Não	<ul style="list-style-type: none"> <li>Existe contaminação do ar frio pelos poluentes dos gases de exaustão</li> </ul>
Permutador de calor (contacto indireto)	Sim	<ul style="list-style-type: none"> <li>A condições de operação são compatíveis com a instalação desta solução</li> </ul>
Tubo de calor		<ul style="list-style-type: none"> <li>Instalação simples</li> </ul>
Economizador	Não	<ul style="list-style-type: none"> <li>A utilização desta tecnologia acarreta custos mais elevados devido ao potencial corrosivo dos ácidos sob os equipamentos</li> <li>O fluido a pré-aquecer não é água</li> </ul>
Bomba de calor		<ul style="list-style-type: none"> <li>Como existem vários fluxos de ar a aquecer uma bomba de calor não é a solução mais viável dado que a instalação de permutadores é menos complexa</li> </ul>
Ciclos de vapor		<ul style="list-style-type: none"> <li>O objetivo deste estudo é o reaproveitamento do calor residual para o pré-aquecimento do ar à entrada dos queimadores (e não a produção de eletricidade)</li> </ul>
Materiais termoeletricos/piezoelétricos		
Roda térmica		<ul style="list-style-type: none"> <li>A diferença de temperaturas entre fluxos é elevada</li> </ul>
Queimadores auto-recuperativo e regenerativo		<ul style="list-style-type: none"> <li>A gama de temperaturas desta instalação não se enquadra, na maioria dos fluxos, na gama ideal</li> <li>Não se pretende fazer modificações a nível dos equipamentos queimadores de gás natural</li> </ul>

Analisando a Tabela 5.7 conclui-se que as soluções com maior potencial de implementação são, efetivamente, os permutadores de calor e os tubos de calor. Interessa agora analisar alguns indicadores de desempenho de forma a que seja possível aferir sobre qual será a melhor tecnologia a implementar.

Antes de apresentar os respetivos indicadores, é necessário calcular as áreas necessárias para a permuta de calor entre fluxos frio e quente,  $A_{\text{permutador}}$  (m<sup>2</sup>). Pelas equações da transferência de calor, é possível escrever:

$$\dot{Q}_{\text{permutador}} = U \cdot A_{\text{permutador}} \cdot \Delta T_{ln} \quad \therefore \quad A_{\text{permutador}} = \frac{\dot{Q}_{\text{permutador}}}{\Delta T_{ln} \cdot U} \quad (5.12)$$

em que  $U$  é o coeficiente global de transferência de calor (que contabiliza a transferência de calor por condução e convecção) e  $\Delta T_{ln}$  a diferença de temperaturas logarítmica. Esta diferença de temperaturas é uma média, que depende das quatro temperaturas que se mostram no esquema da Figura 5.4, já que ambas as variações de temperatura dos fluxos ao longo do permutador apresentam uma evolução exponencial.



**Figura 5.4** - Representação esquemática de um permutador de calor em contracorrente (adaptado de [9]).

Por definição, esta diferença de temperaturas escreve-se como:

$$\Delta T_{ln} = \frac{(T_{fq,entrada} - T_{ff,saída}) - (T_{fq,saída} - T_{ff,entrada})}{\ln \left[ \frac{(T_{fq,entrada} - T_{ff,saída})}{(T_{fq,saída} - T_{ff,entrada})} \right]} \quad (5.13)$$

As diferenças de temperatura logarítmicas, para cada permutador, apresentam-se na Tabela 5.8, discriminadas por modo de funcionamento.

Quanto ao coeficiente global de transferência de calor,  $U$ , em permutadores arrefecidos a ar, para o arrefecimento de ar ou gases de exaustão (que é o caso), este apresenta valores de referência entre 0,08 e 0,125 kW/(m<sup>2</sup>·°C) [11]. Relativamente aos tubos de calor, este coeficiente é dependente das condições de operação (fluido utilizado, temperaturas de funcionamento, entre outros), sendo que se considerou uma gama de valores apresentada na literatura entre 2 e 20 kW/(m<sup>2</sup>·°C) [42].

**Tabela 5.8** – Diferenças de temperatura logarítmicas por permutador, para cada modo de funcionamento

Modo de funcionamento	Permutador	$T_{fq_{entrada}}$ [°C]	$T_{fq_{saída}}$ [°C]	$T_{ff_{entrada}}$ [°C]	$T_{ff_{saída}}$ [°C]	$\Delta T_{ln}$ [°C]	
Apenas forno (modo 1)	1	185	129	119	171,7	11,6	
	2		110	89,8		16,5	
	3						
	4	129	124,7	26	89,8	64,4	
	5	124,7	110			55,9	
Forno e secador (modo 2)	1	185	165,2	40	55,4	127,4	
	2	165,2	159,2	35,5		116,6	
	3	159,2	147,7	33		109,2	
	4	147,7	132,3	31	52	98,4	
	5	132,3	121,4	25	55,4	86,3	
	6	121,4	114,8			77,3	
	7	114,8	113,7	26		72,7	
	8	113,7	110			70,4	

Um dos indicadores a analisar é o aproveitamento energético de calor do permutador, isto é, a potência térmica recuperada por unidade de área ( $\text{kW/m}^2$ ), que pode ser determinada pela expressão:

$$\text{Aproveitamento energético} = \frac{\dot{Q}_{\text{permutador}}}{A_{\text{permutador}}} \quad (5.14)$$

O outro indicador é o aproveitamento económico, que representa as economias monetárias (anuais) por área de permutador calculada (milhares de  $\text{€/m}^2$ ):

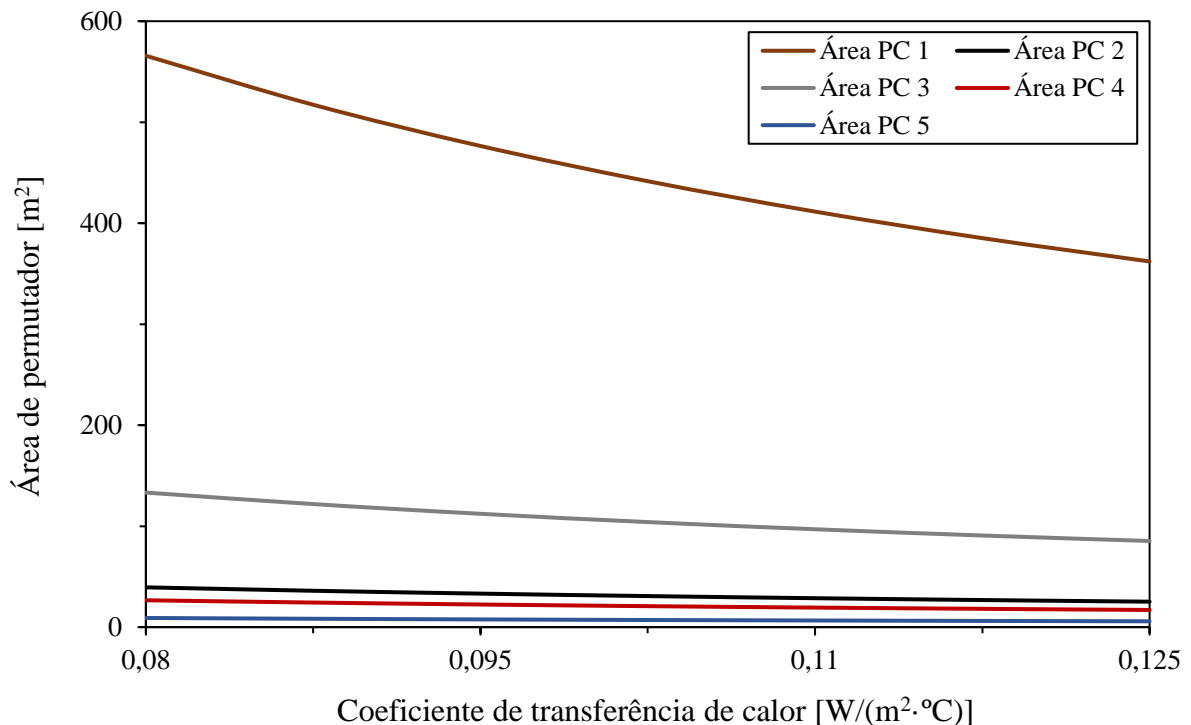
$$\text{Aproveitamento económico} = \frac{\psi \cdot 10^{-3}}{A_{\text{permutador}}} \quad (5.15)$$

Nos subcapítulos seguintes apresentam-se alguns gráficos que mostram estes três parâmetros aqui referidos, para ambas as tecnologias, dividindo-se ainda por modo de funcionamento.

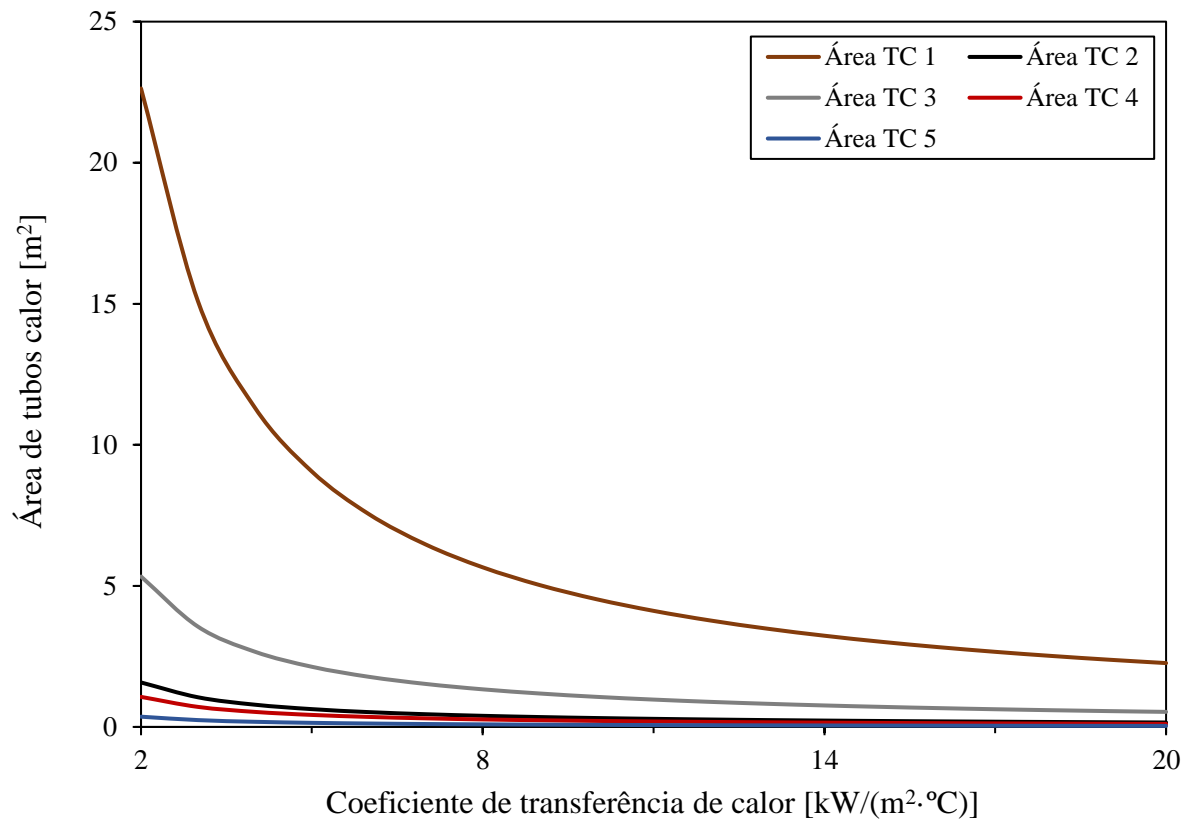
### 5.3.1 Modo 1

Com vista a determinar o valor dos indicadores acima referidos – pelas equações (5.14) e (5.15) –, é preciso antes conhecer a área de transferência de calor necessária que se obtém através da expressão (5.12). Não se sabendo o valor exato de coeficientes globais de transferência de calor, utilizar-se-ão as gamas que foram referidas para permutadores de calor ( $0,08$  a  $0,125 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ) e para tubos de calor ( $2$  a  $20 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ). Isto significa que se obterão gamas possíveis de funcionamento, tanto para a área de transferência de calor como para os indicadores.

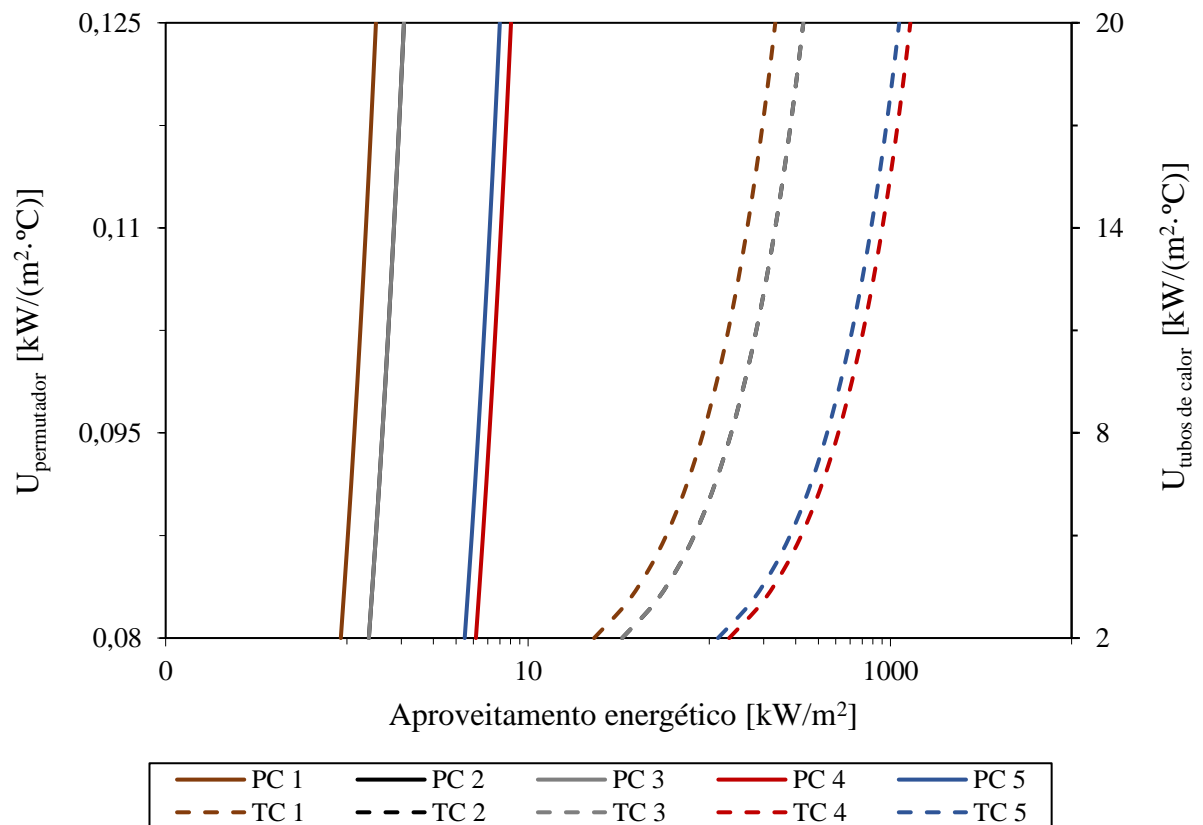
Na Figura 5.5 a Figura 5.8 apresentam-se os gráficos que mostram a variação tanto da área como do aproveitamento (energético e económico), em função do coeficiente  $U$  e da tecnologia instalada.



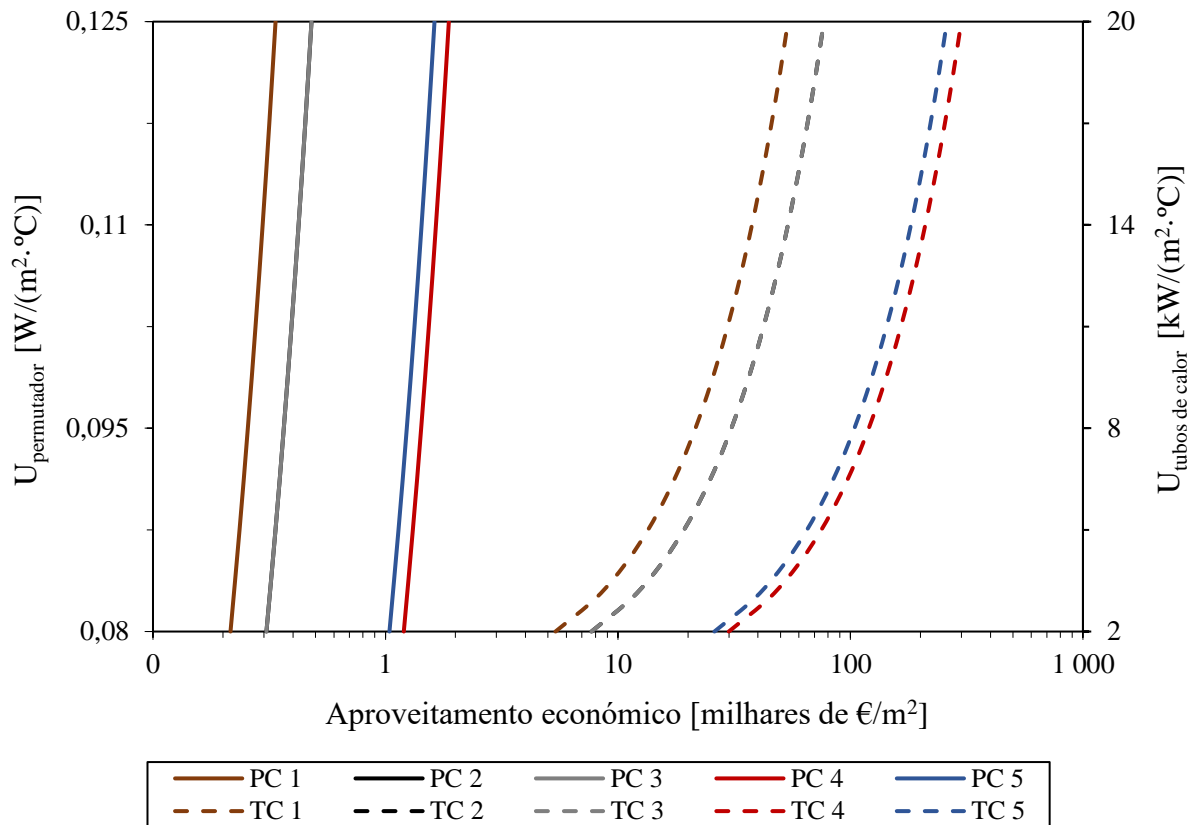
**Figura 5.5** - Variação da área de permutador de calor necessária em função do coeficiente de transferência de calor (modo 1).



**Figura 5.6** - Variação da área de tubos de calor necessária em função do coeficiente de transferência de calor (modo 1).



**Figura 5.7** - Variação do aproveitamento energético em função dos respectivos coeficientes de transferência de calor (modo 1).



**Figura 5.8** - Variação do aproveitamento económico em função dos respectivos coeficientes de transferência de calor (modo 1).

Note-se que na Figura 5.7 e Figura 5.8 as curvas associadas aos ‘permutadores de calor’ 2 e 3 encontram-se sobrepostas.

Devido aos altos coeficientes de transferência de calor possíveis de obter com os tubos de calor, as áreas necessárias afetas a esta tecnologia ( $<25\text{m}^2$ ) são muito mais baixas do que as áreas associadas a um permutador de calor convencional (até  $600\text{m}^2$ ).

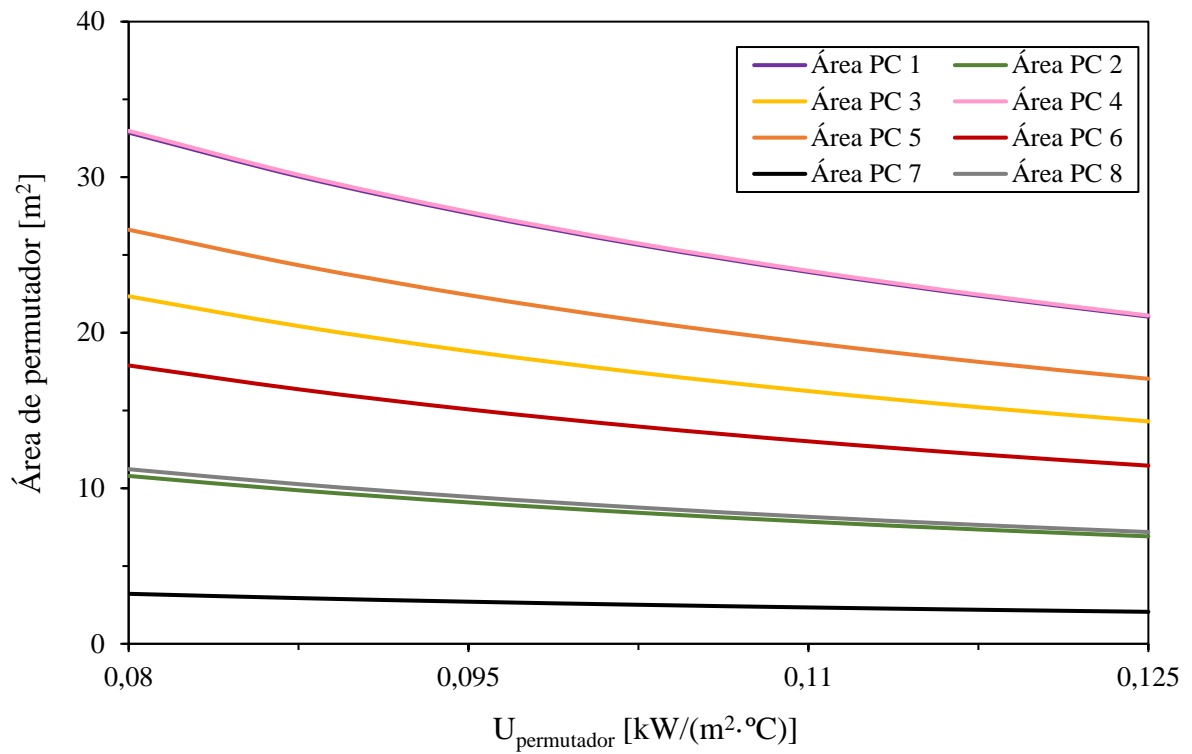
Com esta gama de áreas mais reduzida, o aproveitamento, tanto energético como económico dos tubos de calor atinge valores quase cem vezes maiores do que os atingidos pelos permutadores de calor – ver Figura 5.7 e Figura 5.8.

O comportamento quase linear das curvas associadas aos permutadores de calor justifica-se pelo facto de a variação de coeficiente de transferência de calor,  $U_{\text{permutador}}$ , ser bastante reduzida ( $45 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ), enquanto que as curvas relativas aos tubos de calor apresentam variações exponenciais já que a variação é de uma ordem de grandeza superior ( $18 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ).

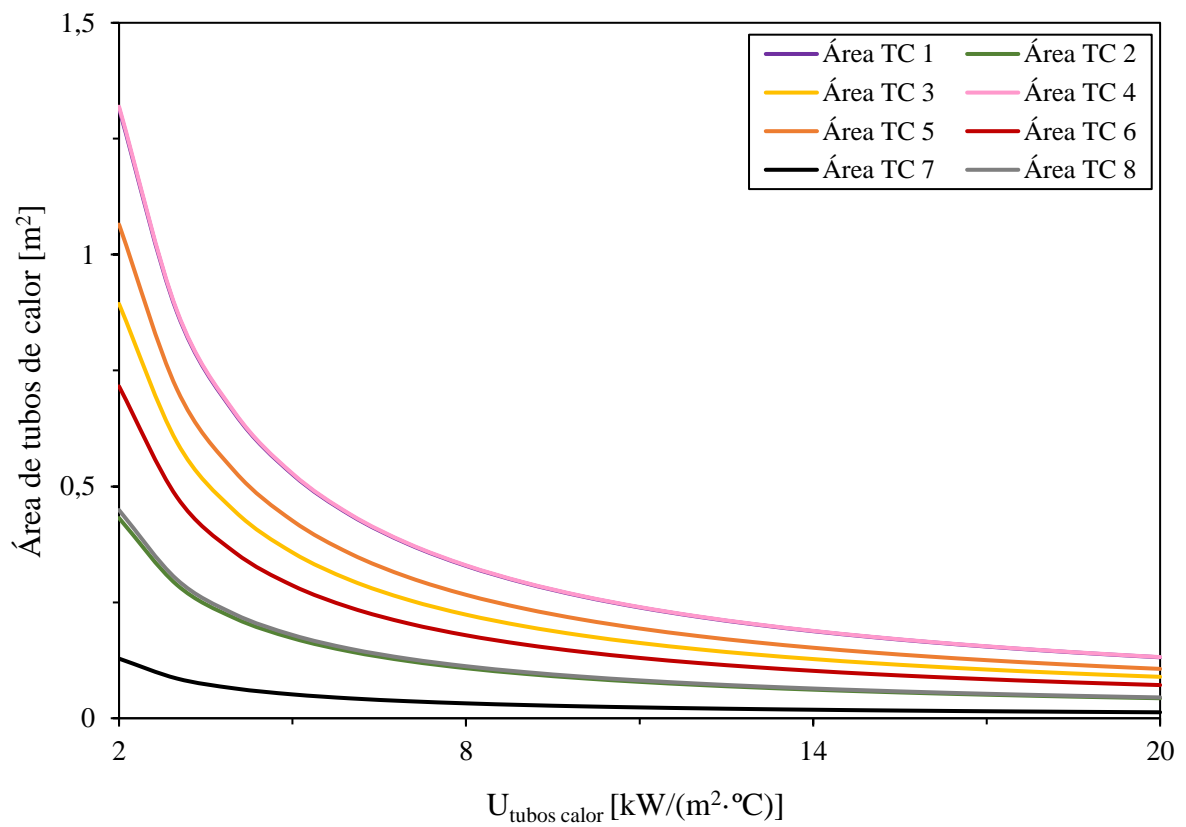
### 5.3.2 Modo 2

À semelhança do subcapítulo anterior, apresentam-se desta vez os gráficos com as mesmas variáveis para o segundo modo de funcionamento (forno e secador a operar simultaneamente), na Figura 5.9 a Figura 5.12.

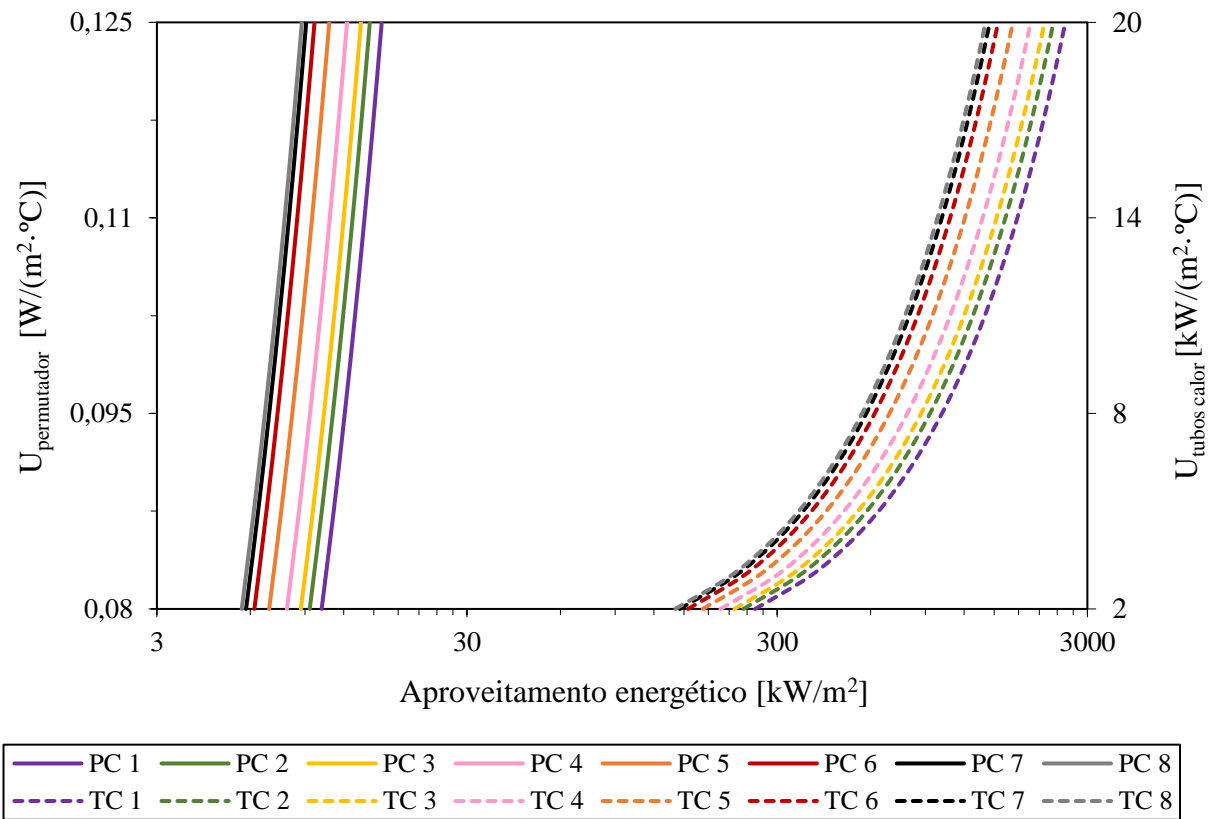
O código de cores utilizado é o mesmo que se utilizou aquando da construção das curvas compostas (ver subcapítulo 4.2), de forma a identificar mais facilmente os fluxos em causa.



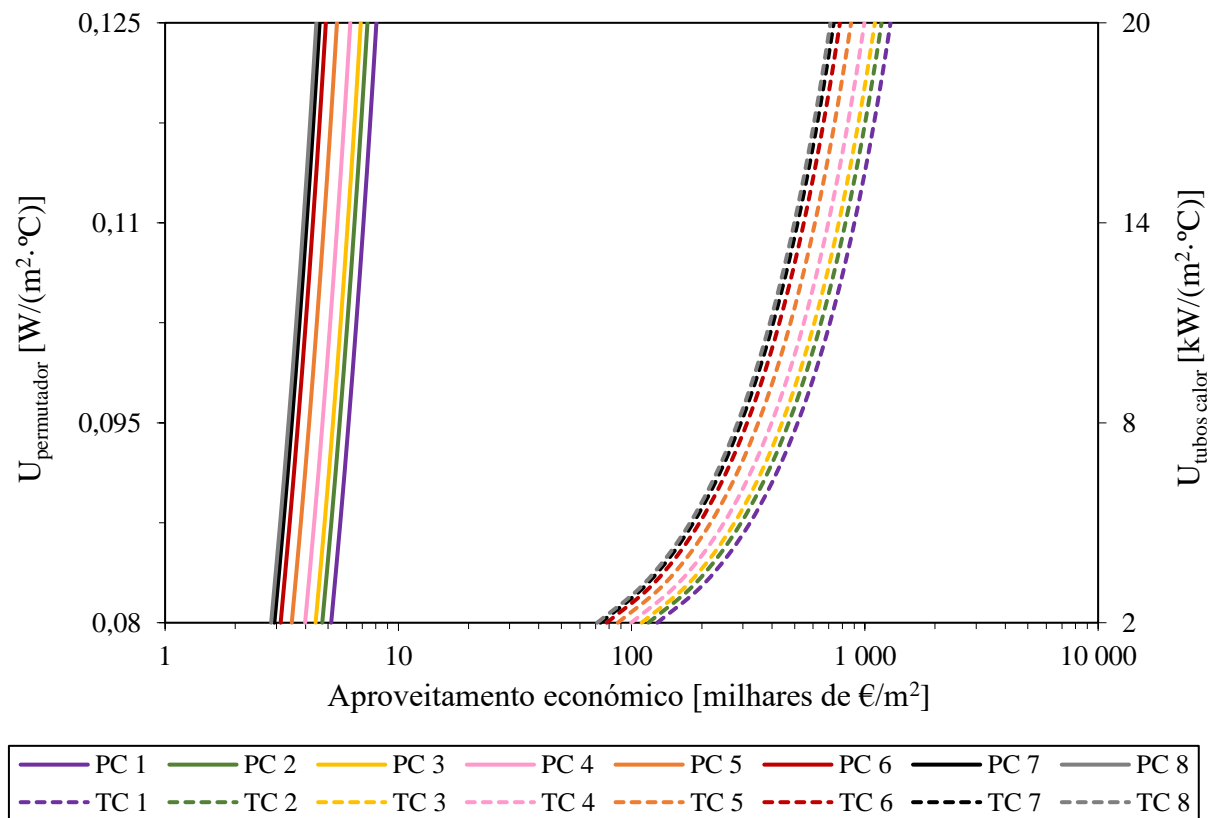
**Figura 5.9** - Variação da área de permutador de calor necessária em função do coeficiente de transferência de calor (modo 2).



**Figura 5.10** - Variação da área de tubos de calor necessária em função do coeficiente de transferência de calor (modo 2).



**Figura 5.11** - Variação do aproveitamento energético em função dos respectivos coeficientes de transferência de calor (modo 2).



**Figura 5.12** - Variação do aproveitamento económico em função dos respectivos coeficientes de transferência de calor (modo 2).

Neste modo de funcionamento, ao contrário do modo 1, as diferenças de temperatura logarítmica ( $\Delta T_{ln}$ ) são algo elevadas (superiores a 70°C – ver Tabela 5.8) o que leva a áreas de transferência de calor mais baixas comparativamente ao modo 1, tanto para os permutadores de calor como para os tubos de calor.

Com estas áreas apresentadas na Figura 5.9 e Figura 5.10, é possível obter aproveitamentos energéticos e económicos com valores bastante elevados, basta observar a Figura 5.11 e Figura 5.12, onde os tubos de calor podem chegar a centenas de kW de calor recuperado e de milhares de euros por metro quadrado de área de transferência de calor.

Na Tabela 5.9 e Tabela 5.10 indicam-se os valores mínimos e máximos das áreas de transferência de calor e dos vários indicadores determinados, por tecnologia e modo de operação da instalação para efetuar uma comparação dos valores numéricos.

**Tabela 5.9** - Valores mínimos e máximos dos vários indicadores de desempenho por solução adotada (modo 1)

Solução	Variáveis de desempenho		Permutador				
			1	2	3	4	5
C/ permutadores de calor	Área [m <sup>2</sup> ]	Mín.	362	25	85	17	6
		Máx.	566	39	133	27	9
	Ap. energético [kW/m <sup>2</sup> ]	Mín.	0,9	1,3		5,2	4,5
		Máx.	1,4	2,1		8,1	7,0
	Ap. económico [milhares €/m <sup>2</sup> ]	Mín.	0,2	0,3		1,2	1,0
		Máx.	0,3	0,5		1,9	1,6
C/ tubos de calor	Área [m <sup>2</sup> ]	Mín.	2	0,16	0,53	0,11	0,04
		Máx.	23	1,6	5,3	1,1	0,36
	Ap. energético [kW/m <sup>2</sup> ]	Mín.	23,2	33,1		128,9	111,8
		Máx.	232	331		1289	1118
	Ap. económico [milhares €/m <sup>2</sup> ]	Mín.	5,4	7,7		30,0	26,0
		Máx.	54	77		300	260



**Tabela 5.10** - Valores mínimos e máximos dos vários indicadores de desempenho por solução adotada (modo 2)

			Permutador							
Solução	Variáveis de desempenho		1	2	3	4	5	6	7	8
C/ permutadores de calor	Área [m <sup>2</sup> ]	Mín.	21	7	14	21	17	11	2	7
		Máx.	33	11	22	33	27	18	3	11
	Ap. energético [kW/m <sup>2</sup> ]	Mín.	10,2	9,3	8,7	7,9	6,9	6,2	5,8	5,6
		Máx.	15,9	14,6	13,6	12,3	10,8	9,7	9,1	8,8
	Ap. económico [milhares €/m <sup>2</sup> ]	Mín.	5,2	4,7	4,4	4,0	3,5	3,1	2,9	2,8
		Máx.	8,1	7,4	6,9	6,2	5,5	4,9	4,6	4,4
C/ tubos de calor	Área [m <sup>2</sup> ]	Mín.	0,13	0,04	0,09	0,13	0,11	0,07	0,01	0,04
		Máx.	1,3	0,4	0,9	1,3	1,1	0,7	0,1	0,4
	Ap. energético [kW/m <sup>2</sup> ]	Mín.	255	233	218	197	173	155	145	141
		Máx.	2548	2332	2183	1969	1726	1547	1454	1408
	Ap. económico [milhares €/m <sup>2</sup> ]	Mín.	129	118	110	100	87	78	74	71
		Máx.	1288	1179	1104	996	873	782	735	712



## 6 Conclusões

### 6.1 Conclusões gerais

Neste trabalho foi utilizada a metodologia do ponto de estrangulamento para o cálculo da potência térmica passível de ser recuperada a partir de um fluxo de gases de exaustão de um forno contínuo, para o pré-aquecimento do ar de alimentação ao forno e secador, à entrada dos queimadores de gás natural. Esta metodologia, derivada da integração energética, conhece poucas aplicações na indústria cerâmica, que é caso de estudo desta dissertação.

Aplicando o conceito de integração energética – que consiste no reaproveitamento do calor desperdiçado das correntes quentes para o aquecimento das correntes frias – aos dois equipamentos consumidores intensivos de energia térmica, o forno e o secador, atingiu-se um potencial de recuperação de energia térmica de cerca de 930 kW quando apenas o forno se encontra em funcionamento e 1.267 kW quando ambos os equipamentos operam, significando que existe um aumento da eficiência energética da instalação de, aproximadamente, 26%.

Em termos energéticos, e tendo por base um rendimento térmico dos queimadores de 45%, é possível uma redução anual nos consumos de gás natural equivalente a 2.149 tep, o que leva a 5.769 toneladas de dióxido de carbono equivalente (CO<sub>2</sub>e) de emissões evitadas. As poupanças económicas associadas são significativas chegando quase a 857.000 €/ano. É importante referir ainda que estas poupanças foram calculadas assumindo que as condições de funcionamento da instalação são constantes (caudais, temperaturas), que o número de horas de operação de cada equipamento corresponde exatamente ao que foi adotado e que o rendimento do queimador apresenta um valor constante (e igual ao que foi apresentado).

Das tecnologias de recuperação de calor abordadas, concluiu-se que as únicas com viabilidade para utilização e eventual instalação são os permutadores de calor e os tubos de calor. As restantes soluções foram descartadas por não haver condições físicas para a sua instalação (bomba de calor e queimadores), por falta de compatibilidade entre as condições de operação destas e as condições da instalação (roda térmica e economizador) ou ainda pelo objetivo da recuperação de calor não ser a produção de eletricidade (ciclos vapor, materiais termoelétricos e piezoelétricos).

Determinaram-se alguns indicadores de desempenho para cada tecnologia considerada (permutadores e tubos de calor), que refletem as poupanças energéticas e económicas por unidade de área calculada, a partir de valores de referência para os coeficientes de transferência de calor devidamente explicitados.

Neste ponto de vista, os tubos de calor são a tecnologia mais atrativa, já que pela gama de coeficiente de transferência de calor global utilizada (2 a 20 kW/(m<sup>2</sup>·°C)), apresentam valores para os indicadores bastante superiores quando comparados com os permutadores de calor convencionais. Basta referir-se, a título de exemplo, que no caso do modo 2 (secador e forno em funcionamento), se se utilizar um tubo de calor obtêm-se valores de potência recuperada por unidade de área (kW/m<sup>2</sup>) e poupanças monetárias por unidade de área (milhares de €/m<sup>2</sup>) cerca de 100 vezes maiores do que no caso em que se utiliza um permutador de calor.

## 6.2 Perspetivas de trabalho futuro

Como trabalho futuro, sugere-se o projeto da tecnologia de tubos de calor aplicada a este caso de estudo tendo em conta as condições de operação relatadas nesta dissertação. Essa tecnologia pode ser futuramente difundida noutras indústrias em que a recuperação de calor seja possível.

No decorrer deste trabalho, admitiu-se que a condensação de ácidos que se formam nos produtos da combustão devia ser evitada. Um caso de estudo interessante seria contabilizar a carga térmica associada à condensação de um ou mais ácidos e, eventualmente, do vapor de água presente nos gases de exaustão. Isto permitiria aumentar a potência térmica recuperada apesar da necessidade de a instalação ter de ser mais robusta, devido a este problema.

Quanto à ‘rede de permutadores’ definida, partiu-se do princípio que todos os fluxos de ar frio que são aquecidos pelos queimadores de gás natural deviam ser pré-aquecidos. Seria interessante fazer uma análise energética/económica, comparando este caso com um caso em que se considerariam apenas alguns fluxos de ar frio a aquecer (os fluxos de ar associados ao forno, por exemplo). Isto permitiria reduzir o investimento em equipamento – já que o número de permutadores seria mais baixo em relação à situação considerada – e manter a potência térmica recuperada, ou seja, o retorno do investimento diminuiria.

No entanto, pelos motivos já referidos no subcapítulo anterior, caso seja feito um estudo futuro de implementação de medidas no que toca à recuperação de calor nesta unidade industrial, deve ser admitido um fator de segurança (15%, por exemplo).

## Referências

- [1] *Instituto de Soldadura e Qualidade* [acedido em Fevereiro de 2018], Disponível em [www.isq.pt](http://www.isq.pt).
- [2] *Proposta do projeto EcoTermIP*, 2017.
- [3] *Observatório da Energia* [acedido em Março de 2018], Disponível em <https://www.observatoriodaenergia.pt/pt>.
- [4] *Energia em Portugal*, 2015, Direção Geral de Energia e Geologia.
- [5] *Medidas Transversais de Eficiência Energética para a Indústria*, 2016: DGEG, IST.
- [6] TRINKS, W., et al., *Industrial Furnaces*, 2004: Wiley.
- [7] *Waste Heat Recovery: Technology and Opportunities in U.S. Industry*, 2008, U.S. Department of Energy.
- [8] *Medidas de Eficiência Energética Aplicáveis à Indústria Portuguesa: Um enquadramento sucinto*, 2010, ADENE - Agência para a Energia.
- [9] KAKAÇ, S., LIU, H. e PRAMUANJAROENKIJ, A., *Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design, Third Edition*, 2012: Taylor & Francis.
- [10] *Industrial Heat Pumps for Steam and Fuel Savings* 2003, U.S. Department of Energy.
- [11] PINHO, C.M., *Sistemas Térmicos*, 2016.
- [12] *Chapter 26: Air-to-air Energy Recovery Equipment*, em *Ashrae Handbook 2012: Hvac Systems and Equipment SI Edition*, 2012, ASHRAE, págs. 13.
- [13] COYKENDALL, L.H., *Formation and Control of Sulfur Oxides in Boilers*, Journal of the Air Pollution Control Association, 1962, **12**(12): págs. 567-591.
- [14] SATYAVADA, H. e BALDI, S., *Monitoring energy efficiency of condensing boilers via hybrid first-principle modelling and estimation*, Energy, 2018, **142**: págs. 121-129.
- [15] AFONSO, C., *Termodinâmica para Engenharia*, 2012.
- [16] PINHO, C.M.C.T.d., *Gestão de Energia Térmica*, 2017.
- [17] ZHANG, X., HE, M. e ZHANG, Y., *A review of research on the Kalina cycle*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2012, **16**(7): págs. 5309-5318.
- [18] *Materials for Advanced Thermoelectrics* [acedido em Março de 2018], Disponível em <https://www.sigmaaldrich.com/technical-documents/articles/materials-science/metal-and-ceramic-science/thermoelectrics.html>.
- [19] *Engineering Scoping Study of Thermoelectric Generator Systems for Industrial Waste Heat Recovery*, 2006, U.S. Department of Energy - Industrial Technologies Program.

- [20] *Waste Heat Reduction and Recovery for Improving Furnace Efficiency, Productivity and Emissions Performance*, 2004, U.S. Department of Energy - Energy Efficiency and Renewable Energy.
- [21] ARPAGAUS, C., et al., *Multi-temperature heat pumps: A literature review*, International Journal of Refrigeration, 2016, **69**: págs. 437-465.
- [22] *Kalina Cycle power systems in waste heat recovery applications* [acedido em Março de 2018], Disponível em <http://www.globalcement.com/magazine/articles/721-kalina-cycle-power-systems-in-waste-heat-recovery-applications>.
- [23] LANDELLE, A., et al., *Organic Rankine cycle design and performance comparison based on experimental database*, Applied Energy, 2017, **204**: págs. 1172-1187.
- [24] TURNER, W.C. e DOTY, S., *Energy Management Handbook*, 2007: Fairmont Press.
- [25] ZHANG, X. e ZHAO, L.-D., *Thermoelectric materials: Energy conversion between heat and electricity*, Journal of Materiomics, 2015, **1**(2): págs. 92-105.
- [26] LEBLANC, S., *Thermoelectric generators: Linking material properties and systems engineering for waste heat recovery applications*, Sustainable Materials and Technologies, 2014, **1-2**: págs. 26-35.
- [27] CHAUDHRY, H.N., HUGHES, B.R. e GHANI, S.A., *A review of heat pipe systems for heat recovery and renewable energy applications*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2012, **16**(4): págs. 2249-2259.
- [28] JOUHARA, H., et al., *Heat pipe based systems - Advances and applications*, Energy, 2017, **128**: págs. 729-754.
- [29] *Waste Heat Recovery in Industrial Facilities - Opportunities for Combined Heat and Power and Industrial Heat Pumps*, 2010, Electric Power Research Institute.
- [30] *Waste Heat Recovery from Industrial Process Heating Equipment*, 2015, Oak Ridge National Laboratory.
- [31] SAPA, I., *Recuperação de calor residual na indústria cerâmica*, em *Departamento de Engenharia Mecânica*, 2013, Universidade de Aveiro.
- [32] *Waste Heat Recovery Systems, Chapter 6: Technology Assessments*, 2015, U.S. Department of Energy.
- [33] *Capacitação da Indústria da Cerâmica Portuguesa: Um cluster, uma estratégia, mercados prioritários*, 2016, PwC, págs. 8.
- [34] *Organic Rankine Cycle (ORC) Systems* [acedido em Março de 2018], Disponível em <https://www.calnetix.com/access-energy-thermapower-orc-systems>.
- [35] *Barómetro da Competitividade*, 2012, Portal da Cerâmica.
- [36] *Manual de Boas Práticas na Utilização Racional de Energia e Energias Renováveis* 2009, APICER.
- [37] DELGADO, E.C., *Medidas de Eficiência Energética numa Indústria Cerâmica - Caso de Estudo*, em *Departamento de Ambiente e Ordenamento*, 2014, Universidade de Aveiro.
- [38] *Integração de Processos: Uma metodologia de optimização energética e ambiental*, 2002, Grupo Nacional para a Integração de Processos (GNIP).
- [39] MORAN, M.J., et al., *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, 2010: Wiley.

- [40] RAZNJEVIC, K., *Handbook of Thermodynamic Tables and Charts*, 1976: Hemisphere Publishing Corporation.
- [41] *Monitorização do gás natural* [acedido em Junho de 2018], Disponível em <http://galpgasnaturaldistribuicao.pt/Centro-de-Informa%C3%A7%C3%A3o/Monitorizacao-do-gas-natural>.
- [42] MOZUMDER, A.K., CHOWDHURY, M.S.H. e AKON, A.F., *Characteristics of Heat Transfer for Heat Pipe and Its Correlation*, ISRN Mechanical Engineering, 2011, **2011**: págs. 7.
- [43] *Check Burner Air to Fuel Ratios*, 2007, U.S. Department of Energy - Energy Efficiency and Renewable Energy.





## Anexo A: Determinação dos caudais mássicos de gases de exaustão em regime permanente

Neste anexo apresenta-se os cálculos necessários à determinação dos caudais mássicos de gases de exaustão do forno presente na unidade industrial em regime permanente, isto é, quando se estabelece equilíbrio entre o calor disponibilizado pelos mesmos gases e o calor disponibilizado pelos queimadores, para pré-aquecer e aquecer os fluxos de ar frio, respetivamente.

Como o sistema de equações depende do modo de funcionamento da instalação, como se explicará, divide-se este anexo em dois subcapítulos, por motivos de organização.

### A.1 Modo de funcionamento 1

O sistema de equações que permite obter o caudal mássico de gases, no caso em que apenas o forno se encontra em funcionamento escreve-se:

$$\begin{cases} \dot{Q}_{recuperado} = (\dot{m}_{gases})_{RP} \cdot \bar{c}_{p,gases} \cdot (T - T_{objetivo})_{gases} & (A.1) \\ \dot{Q}_{queimador} = \left( \sum \dot{Q}_{nec} - \dot{Q}_{recuperado} \right) = (\dot{m}_{GN})_{RP} \cdot PCI_{GN} \cdot \eta_{queimador} & (A.2) \\ (\dot{m}_{gases})_{RP} = (\dot{m}_{ar})_{RP} + (\dot{m}_{GN})_{RP} = (\dot{m}_{GN})_{RP} \cdot (AC + 1) & (A.3) \end{cases}$$

Sabendo que o excesso de ar de combustão é constante, também será constante a razão ar/combustível real (para os queimadores do forno), que pode ser calculada através dos parâmetros sabidos da instalação:

$$AC = \left( \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{GN}} \right)_{inicial} = \left( \frac{\dot{m}_{gases} - \dot{m}_{GN}}{\dot{m}_{GN}} \right)_{inicial} \quad (A.4)$$

O caudal de gás natural inicial, isto é, na situação sem recuperação de calor, é calculado por:

$$(\dot{m}_{GN})_{inicial} = \frac{\sum \dot{Q}_{nec} (23, 24, 25)}{PCI_{GN} \cdot \eta_{queimador}} \quad (A.5)$$

A equação (A.4) passa então a:

$$AC = \frac{(\dot{m}_{gases})_{inicial}}{\frac{\sum \dot{Q}_{nec} (23, 24, 25)}{PCI_{GN} \cdot \eta_{queimador}}} - 1 \quad (A.6)$$

Reescrevendo o sistema de equações exposto em cima em ordem ao caudal de gases em regime permanente, vem, simplificado:

$$(\dot{m}_{gases})_{RP} = \frac{\sum \dot{Q}_{nec} (23, 24, 25)}{\left[ \frac{\sum \dot{Q}_{nec} (23, 24, 25)}{(\dot{m}_{gases})_{inicial}} + \bar{c}_{p,gases} \cdot (T - T_{objetivo})_{gases} \right]} = 9,12 \text{ kg/s}$$

## A.2 Modo de funcionamento 2

Neste modo de operação, como a potência térmica recuperada não se transfere na totalidade para os fluxos de ar de alimentação do forno, há que ter isso em consideração quando se faz o balanço de energia aos queimadores. A razão ar/combustível pode ser transcrita da equação (A.6), visto que se calcula da mesma maneira que no modo de funcionamento 1.

Além disso, partiu-se do princípio que não seria possível pré-aquecer o fluxo de ar frio 23 (cuja temperatura inicial é 119°C), logo o sistema de equações escreve-se:

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{Q}_{recuperado_{forno}} = (C_{24} + C_{25}) \cdot (T_{após\ permuta} - T_{inicial}) \end{array} \right. \quad (A.7)$$

$$\dot{Q}_{queimador} = \left( \sum \dot{Q}_{nec} - \dot{Q}_{recuperado_{forno}} \right) = (\dot{m}_{GN})_{RP} \cdot PCI_{GN} \cdot \eta_{queimador} \quad (A.8)$$

$$(\dot{m}_{gases})_{RP} = (\dot{m}_{GN})_{RP} \cdot (AC + 1) \quad (A.9)$$

$$T_{após\ permuta} = T_{??} + \frac{(\dot{Q}_{recuperado} - \dot{Q}_{acum??})}{\sum C_{ff??}} \quad (A.10)$$

$$\dot{Q}_{recuperado} = (\dot{m}_{gases})_{RP} \cdot \bar{c}_{p_{gases}} \cdot (T - T_{objetivo})_{gases} \quad (A.11)$$

Repara-se, pelas equações (A.10) e (A.11), que existem variáveis que não se conhecem, indicadas pelo subscrito “?”. Estes parâmetros são desconhecidos já que só podem ser definidos a partir do valor de  $\dot{Q}_{recuperado}$ , que está associado um intervalo de temperaturas e de potências térmicas acumuladas, intervalos que se apresentam na Tabela 4.7.

Através de tentativas sucessivas de resolução do sistema de equações que permita resultados coerentes, obtiveram-se os seguintes valores para estes parâmetros:

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{??} = 52^{\circ}\text{C} \\ \dot{Q}_{acum??} = 1.105\text{ kW} \\ \sum C_{ff??} = 48,0\text{ kW}/^{\circ}\text{C} \end{array} \right.$$

A solução do sistema de equações é então:

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{após\ permuta} = 55,4^{\circ}\text{C} \\ \dot{Q}_{recuperado} = 1.267\text{ kW} \\ \dot{Q}_{recuperado_{forno}} = 82\text{ kW} \\ (\dot{m}_{gases})_{RP} = 12,42\text{ kg/s} \end{array} \right.$$

Os pressupostos assumidos inicialmente verificam-se na integridade, isto é:

1. Não é possível pré-aquecer o fluxo de ar 23, já que a temperatura após permuta dos fluxos de ar é inferior à temperatura inicial do mesmo fluxo:

$$T_{após\ permuta} = 55,4^{\circ}\text{C} < 119^{\circ}\text{C}$$

2. A temperatura após permuta de calor e a potência recuperada situam-se nos intervalos de temperatura/potência térmica acumulada referidos, isto é:

$$52^{\circ}\text{C} < T_{após\ permuta} < 60^{\circ}\text{C}$$

$$1.105\text{ kW} < \dot{Q}_{recuperado} < 1.489\text{ kW}$$

## Anexo B: Cálculo do rendimento térmico dos queimadores de gás natural

O cálculo do excesso de ar permitirá obter um valor para o rendimento térmico dos queimadores, rendimento este que é necessário para determinar as economias associadas à recuperação de calor.

Antes de mais, é necessário conhecer a composição – neste caso molar – do combustível. Recorrendo ao site da Galp, retirou-se a composição em base molar média do gás natural fornecido em Portugal (Magreb), que se apresenta na Tabela B.1 [41].

**Tabela B.1** – Composição na base molar média do gás natural fornecido em Portugal e massas molares respetivas a cada composto [41]

Composto		$x$ (%mol)	$M$ (g/mol)
Designação	Fórmula química		
Metano	CH <sub>4</sub>	87,885	16,0
Etano	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	8,056	30,1
Propano	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	1,378	44,1
i-butano	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0,108	58,1
n-butano		0,158	
i-pentano	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0,022	72,2
n-pentano		0,018	
n-hexano	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	0,02	86,2
Azoto	N <sub>2</sub>	1,088	28,0
Dióxido de carbono	CO <sub>2</sub>	1,266	44,0

A massa molar do gás natural pode ser calculada recorrendo à definição de massa molecular, isto é:

$$M_{GN} = \sum x_i \cdot M_i = 18,2 \text{ g/mol}$$

Para a queima de hidrocarbonetos ( $C_aH_b$ ), a razão mássica ar/combustível estequiométrica escreve-se por [11]:

$$(AC)_{est} = \left(a + \frac{b}{4}\right) \cdot \frac{M_{ar}}{M_{C_aH_b}} \cong \left(a + \frac{b}{4}\right) \cdot \frac{(M_{O_2} + 3,76 \cdot M_{N_2})}{(a \cdot M_C + b \cdot M_H)} \quad (B.1)$$

Como o gás natural é composto por vários hidrocarbonetos, pode-se aproximar o número de átomos de carbono e hidrogénio, respetivamente,  $a$  e  $b$  pelas seguintes expressões:

$$a = \sum x_i \cdot a_i = 1,095$$

$$b = \sum x_i \cdot b_i = 4,143$$

Esta aproximação só pode ser feita admitindo que as frações molares de dióxido de carbono e azoto (2,35%) são desprezáveis, o que pode ser assumido. A razão estequiométrica vem então:

$$(AC)_{est} = \left(1,095 + \frac{4,143}{4}\right) \cdot \frac{(32 + 3,76 \cdot 28)}{(1,095 \cdot 12 + 4,143 \cdot 1)} = 16,08$$

A razão ar/combustível real, por outro lado, pode ser obtida pela expressão (A.6) admitindo inicialmente um rendimento de 100% para o queimador, tal que:

$$AC = \frac{12,74}{\frac{3275}{45,1 \cdot 10^3 \cdot 1}} - 1 = 174,4$$

A riqueza da mistura,  $r$ , pode ser determinada por:

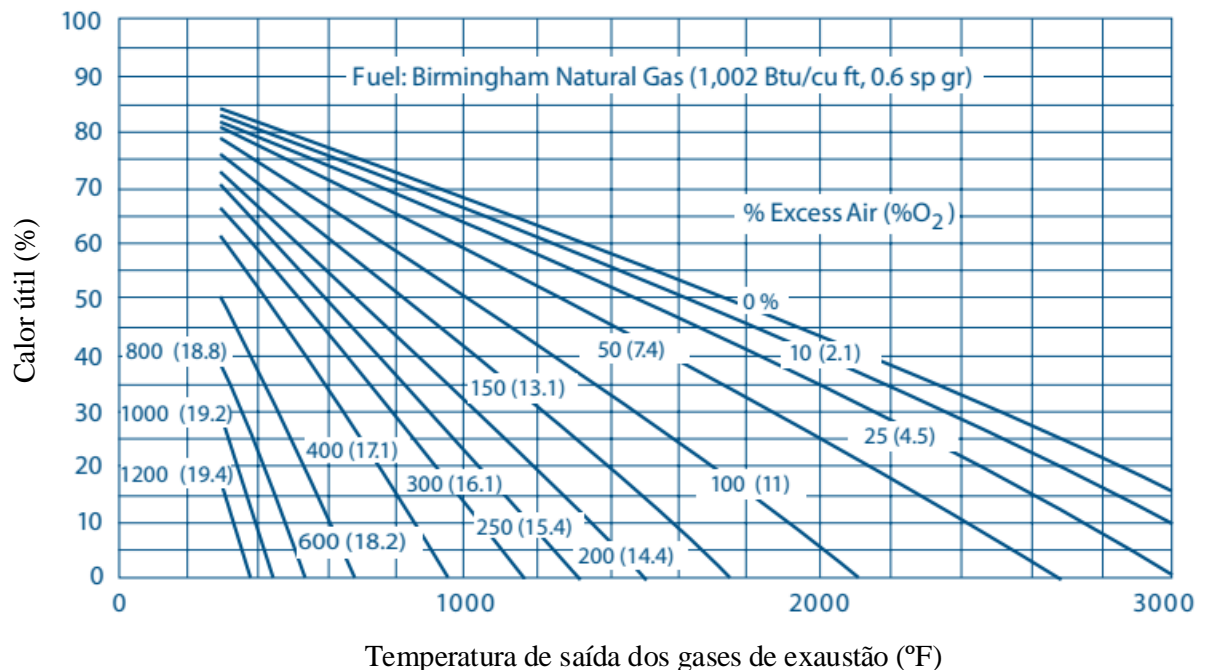
$$r = \frac{(AC)_{est}}{AC} = \frac{16}{174,4} \cong 0,092$$

O excesso de ar,  $e$ , é calculado por:

$$e = \frac{1 - r}{r} = \frac{1 - 0,092}{0,092} = 9,85 \cong 985\%$$

Com o valor do excesso de ar e da temperatura de saída dos gases de exaustão, é possível obter o valor do calor disponível em percentagem – correspondente ao rendimento térmico do queimador) –, atentando na Figura B.1, que representa várias curvas consoante o excesso de ar da queima de um certo tipo de gás natural [43].

Para o caso em questão, em que a temperatura de saída dos gases é 185°C (365°F) e o excesso de ar ligeiramente inferior a 1000%, não existe curva para estas condições. Se se traçar uma curva imaginária para  $e \cong 985\%$  pode-se, como uma aproximação inicial, assumir que o rendimento para essas condições se aproxima de 15%.



**Figura B.1** – Percentagem de calor disponível em função do excesso de ar de combustão e da temperatura de saída dos gases de exaustão (adaptado de [43]).

Com este valor de rendimento é possível recalcular o excesso de ar com recurso às equações (B.2) a (B.5) e verificar se o par de valores (rendimento, excesso de ar) é compatível com as curvas apresentadas na Figura B.1.

$$\dot{m}_{GN} = \frac{\sum \dot{Q}_{nec} (23,24,25)}{PCI_{GN} \cdot \eta_{queimador}} \quad (B.2)$$

$$AC = \frac{(\dot{m}_{gases})_{inicial} - \dot{m}_{GN}}{\dot{m}_{GN}} \quad (B.3)$$

$$r = \frac{(AC)_{est}}{AC} \quad (B.4)$$

$$e = \frac{1 - r}{r} \quad (B.5)$$

Como este processo é iterativo, apresentam-se as várias iterações até se obter um valor aproximado para o rendimento do queimador, na Tabela B.2.

**Tabela B.2** - Iterações até ao cálculo do valor de rendimento térmico do queimador

Iteração	$\eta_{queimador}$ [%]	$\dot{m}_{GN}$ [kg/s]	AC	r	e [%]	Compatível?
1	100	0,073	174	0,092	985	Não
2	15	0,484	25	0,635	57	
3	80	0,091	139	0,115	767	
4	35	0,207	60	0,266	276	
5	65	0,112	113	0,142	603	
6	<b>45</b>	0,116	109	0,147	<b>579</b>	Sim

Com efeito, constata-se que o rendimento do queimador que é compatível com um excesso de ar de 579% é 45%, sendo que se adotará este valor para o cálculo de alguns parâmetros, nomeadamente as poupanças monetárias e energéticas (ver subcapítulo 5.2).